



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Tutora: María del Carmen Rodríguez

Autor: Javier Marina Hernández

27/05/2010

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Índice:

1. INTRODUCCIÓN:	7
2. OBJETIVO:	9
3. ESTUDIO DEL EDIFICIO:	10
3.1. OCUPACIÓN Y CONSUMO DE ACS:	10
3.2. CONTRIBUCIÓN SOLAR MÍNIMA:	14
3.3. UBICACIÓN Y ORIENTACIÓN DE LOS PANELES:	15
3.4. RADIACIÓN SOLAR RECIBIDA EN LA CIUDAD DE BARCELONA:	15
4. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN SOLAR:	18
4.1. SISTEMA DE CAPTACIÓN E INTERCAMBIO:	19
4.2. SISTEMA DE ACUMULACIÓN:	20
4.3. SISTEMA DE APOYO O AUXILIAR:	21
5. FLUIDO DE TRABAJO:	22
6. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN EL COLECTOR SOLAR PLANO:	27
6.1. CÁLCULO DE LAS RESISTENCIAS TÉRMICAS:	28
6.1.1. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN A TRAVÉS DEL AISLAMIENTO DEL COLECTOR SOLAR	29
6.1.2. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA CAJA DEL COLECTOR SOLAR	30
6.1.3. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN FORZADA EXTERIOR EN LA PARTE TRASERA DEL COLECTOR SOLAR	30
6.1.4. RESISTENCIA TÉRMICA DE LA PLACA ABSORBEDORA	32
6.1.5. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN A TRAVÉS DEL TUBO DE COBRE DEL SERPENTIN DEL COLECTOR SOLAR	32
6.1.6. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN A TRAVÉS DEL FLUIDO DE LOS TUBOS DEL SERPENTÍN DEL COLECTOR SOLAR	33
6.1.7. RESISTENCIA TÉRMICA DE RADIACIÓN EXTERIOR ENTRE LA SUPERFICIE ACRISTALADA Y EL CIELO:	35
6.1.8. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN FORZADA EXTERIOR SOBRE EL CRISTAL DEL COLECTOR SOLAR:	36
6.1.9. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN A TRAVÉS DEL CRISTAL DEL COLECTOR SOLAR:	37

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

6.1.10.	RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN NATURAL EN LA CAPA DE AIRE INTERNA ENTRE EL CRISTAL Y LA PLACA ABSORBEDORA:	38
6.2.	PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN EL COLECTOR SOLAR PLANO	42
6.2.1.	FLUJO DE CALOR PERDIDO EN LA RAMA SUPERIOR	42
6.2.2.	FLUJO DE CALOR PERDIDO EN LA RAMA INFERIOR	42
6.2.3.	PÉRDIDAS TOTALES	43
7.	CÁLCULO DE LA INSTALACIÓN SOLAR:	44
7.1.	INTRODUCCIÓN:	44
7.2.	ECUACIONES DEL SISTEMA:	46
7.2.1.	BALANCE ENERGÉTICO EN EL COLECTOR SOLAR:	46
7.2.2.	BALANCE DE ENERGÍA EN LOS TRAMOS DE TUBERÍAS:	47
7.2.3.	BALANCE ENERGÉTICO EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR:	48
7.2.4.	EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR:	49
7.2.5.	CONTRIBUCIÓN SOLAR MÍNIMA:	49
7.2.6.	BALANCE ENERGÉTICO EN EL ACUMULADOR:	50
7.2.7.	GRADO DE ESTRATIFICACIÓN DEL ACUMULADOR:	51
7.2.8.	RESUMEN DE ECUACIONES:	52
7.3.	VALOR DE LOS PARÁMETROS:	53
7.3.1.	RESUMEN DE PARÁMETROS CONOCIDOS:	54
7.4.	RESOLUCIÓN DEL ÁREA DE CAPTADORES:	55
7.4.1.	CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE CONSUMO:	55
7.4.2.	CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL AGUA DE SALIDA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR:	56
7.4.3.	CÁLCULO DE LA TEMPERATURA MEDIA DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO:	56
7.4.4.	CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL AGUA DE ENTRADA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR:	57
7.4.5.	CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL COLECTOR SOLAR:	57
7.4.6.	CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE ENTRADA AL COLECTOR SOLAR:	58
7.4.7.	CÁLCULO DEL ÁREA DE CAPTACIÓN:	58
7.4.8.	RESUMEN INCÓGNITAS RESUELTAS:	59

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.5.	RESOLUCIÓN DE LA FRACCIÓN SOLAR MÍNIMA:.....	60
7.5.1.	RESUMEN DE ECUACIONES DEL SISTEMA:	60
7.5.2.	RESUMEN DE PARÁMETROS CONOCIDOS FIJOS:	61
7.5.3.	RESUMEN DE LOS PARÁMETROS VARIABLES MES A MES:.....	62
7.5.4.	RESOLUCIÓN DEL SISTEMA DE ECUACIONES MES A MES:.....	63
7.6.	RESOLUCIÓN DEL SISTEMA TENIENDO EN CUENTA PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN TUBERÍAS:	66
7.6.1.	CÁLCULO DE LAS RESISTENCIAS TÉRMICAS DE LAS TUBERÍAS:..	66
7.6.2.	RESUMEN DE LAS ECUACIONES:.....	72
7.6.3.	RESUMEN DE PARÁMETROS CONOCIDOS FIJOS:	74
7.6.4.	RESUMEN DE LOS PARÁMETROS VARIABLES MES A MES:.....	75
7.6.5.	RESOLUCIÓN DEL SISTEMA DE ECUACIONES MES A MES:.....	76
8.	DIMENSIONADO DE LOS COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN SOLAR:	79
8.1.	CIRCUITO PRIMARIO:.....	79
8.1.1.	COLECTORES SOLARES:	79
8.1.2.	FLUIDO DE TRABAJO:	80
8.1.3.	TUBERÍAS:	81
8.1.4.	AISLANTE DE TUBERÍAS:.....	82
8.1.5.	INTERCAMBIADOR DE CALOR:	83
8.1.6.	DISIPADOR DE ENERGÍA:	91
8.1.7.	BOMBA DE CIRCULACIÓN:	94
8.1.8.	VASO DE EXPANSIÓN:.....	101
8.2.	CIRCUITO SECUNDARIO:.....	103
8.2.1.	TANQUE DE ALMACENAMIENTO SOLAR:.....	103
8.2.2.	BOMBA DE CIRCULACIÓN:	105
8.2.3.	VASO DE EXPANSIÓN:	109
8.3.	SISTEMA DE APOORTE ENERGÉTICO AUXILIAR:	110
8.3.1.	TANQUE DE ACUMULACIÓN DE LA CALDERA:.....	111
8.3.2.	CALDERA DEL SISTEMA AUXILIAR:	114
9.	ESTUDIO MEDIOAMBIENTAL:	117
9.1.	EL EFECTO INVERNADERO:.....	118

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

9.2.	AHORRO DE EMISIONES DE CO ₂ :	119
10.	ESTUDIO ECONÓMICO:	121
10.1.	PRESUPUESTO DE LA INSTALACIÓN:	121
10.2.	SUBVENCIÓN:	122
10.3.	COSTE FINAL DE LA INSTALACIÓN:	123
10.4.	AHORRO ANUAL:	123
10.5.	PERÍODO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN:	124
11.	CONCLUSIONES:	127
12.	BIBLIOGRAFÍA:	129
13.	ANEXOS:	131
13.1.	ANEXO I: PLANOS DEL EDIFICIO	131
13.2.	ANEXO II: DATOS METEOROLÓGICOS	134
13.2.1.	Horas mensuales de sol útiles en Barcelona:	134
13.2.2.	Radiación Solar Global sobre superficies inclinadas en Barcelona (Instituto de Radiación Solar de Cataluña):	134
13.3.	ANEXO III: DATOS TÉCNICOS DE LOS COMPONENTES	135
13.3.1.	Colector Solar:	135
13.3.2.	Acumulador Solar:	136
13.3.3.	Bomba de Circulación:	137
13.3.4.	Intercambiador de Calor:	138
13.3.5.	Calentador de Agua a Gas Natural:	139
13.3.6.	Depósito de Inercia Térmica:	140
13.3.7.	Tubo Aislante:	141
13.3.8.	Vaso de Expansión:	142
13.3.9.	Tubos de Cobre. Medidas.	142

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

1. INTRODUCCIÓN:

A medida que la población mundial aumenta y los países se industrializan, se incrementa la demanda de energía lo que provoca un aumento en el consumo de recursos energéticos con el fin de satisfacer dicha demanda.

Las principales fuentes de energía consumidas son los combustibles fósiles, éstos son el petróleo, carbón y gas natural. Hoy en día se sabe que estos recursos no son ilimitados y puesto que la demanda de energía ha aumentado considerablemente los últimos años, es necesario buscar nuevas fuentes energéticas. Pero esta búsqueda tiene como restricción reducir la contaminación, ya que el uso de las actuales fuentes de energía provoca un gran impacto medioambiental.

El principal contaminante que se libera a la atmósfera tras la combustión de estas fuentes es el dióxido de carbono. Este gas se encuentra de forma natural en la atmósfera y cumple un objetivo muy importante en el planeta, se encarga de reflejar parte de la radiación solar evitando que ésta se disipe al espacio, consiguiendo que en la Tierra prospere la vida.

Pero este gas junto con otros, provocan grandes alteraciones medioambientales como por ejemplo la lluvia ácida, el aumento de ozono en zonas con alta concentración de gases contaminantes, pérdida de la capa de ozono, y calentamiento global entre los más importantes.

El fenómeno que más trascendencia está teniendo últimamente es el calentamiento global, provocado por el aumento de concentración de dióxido de carbono en la atmósfera. El exceso de este gas evita que se disipe calor al espacio, lo que se traduce en un aumento de la temperatura terrestre.

Las fuentes de energía alternativas deben reducir lo máximo posible o incluso la totalidad de la emisión de gases contaminantes. La energía obtenida de dichas fuentes se conoce como energía renovable (biomasa, eólica, solar...), en todas ellas tiene un papel fundamental el Sol, ya sea de forma directa o indirecta junto con otros factores.

La reducción de las emisiones contaminantes no sólo se basan en el uso de energías renovables, sino también en programas de ahorro energético. Ambas acciones están incluidas en los protocolos de Kioto y Montreal, que pretenden poner freno, entre otras cosas, al calentamiento global del planeta.

Debido al objetivo de este proyecto nos centraremos en la energía solar, concretamente, la energía solar térmica. Este tipo de energía utiliza como fuente el Sol, obteniendo energía térmica directamente de la radiación solar. En nuestro caso utilizaremos la energía solar para la producción de agua caliente sanitaria en un

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

edificio de viviendas mediante colectores térmicos. Nos referimos a aplicaciones de la energía solar a baja temperatura cuando la energía captada se utiliza para generar temperaturas inferiores a 80°C.

El Sol es una fuente de energía inagotable para la humanidad. Nos proporciona energía limpia, abundante y disponible en la mayor parte de la superficie terrestre. Pero es preciso señalar que esta energía presenta continuas fluctuaciones más o menos bruscas, es decir, la radiación solar es menor en invierno, precisamente cuando más la necesitamos. Por ello es de vital importancia proseguir con el desarrollo de la tecnología de captación, acumulación y distribución de la energía solar, y en general, de todas las energías renovables para liberarnos en la mayor medida posible de la dependencia de los combustibles fósiles.

Actualmente este tipo de instalaciones no responden a una buena rentabilidad ya que las inversiones iniciales suelen ser muy elevadas para el ahorro anual que suponen. Pero gracias a las ayudas y subvenciones y a que los precios de los componentes de la instalación solar no son tan altos como hace unos años, el número de instalaciones aumenta cada año.

En comparación como otros países de Europa, España se encuentra en una situación privilegiada debido a la gran cantidad de radiación solar que recibe. Sin embargo, no dispone de una política energética tan avanzada como otros países del continente que implante la utilización de esta tecnología.



Figura 1. Energías renovables.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

2. OBJETIVO:

El objetivo de este proyecto es el estudio y diseño de una instalación solar térmica para la producción de agua caliente sanitaria en un edificio de viviendas de Barcelona cumpliendo las condiciones que marcan el Código Técnico de la Edificación (CTE) y la Ordenanza Municipal de Barcelona.

La instalación solar se compone de los siguientes sistemas: captación, acumulación y sistema auxiliar o de apoyo, éste último es una instalación tradicional que utiliza combustible fósil, en nuestro caso consume gas natural, y es de vital importancia puesto que en ocasiones la radiación solar no es suficiente.

Para realizar el dimensionamiento de la instalación solar serán necesarios los datos meteorológicos medios mensuales de la zona elegida para la ubicación del edificio: temperatura ambiente, temperatura de la red de agua, viento, radiación solar...; y también información sobre el bloque de viviendas: demanda de agua caliente sanitaria del edificio, ubicación de los componentes de la instalación solar en el edificio.

Este proyecto tiene como objetivo también comprobar que la instalación es posible desde el punto de vista económico mediante un estudio en el que se realizará una valoración económica y un análisis de la posible rentabilidad teniendo en cuenta los siguientes factores: el coste de los componentes de la instalación, mantenimiento, reparaciones, subvenciones, ahorro de energía no consumida por la caldera, aumento del precio de los combustibles tradicionales y vida útil de la instalación.

Y finalmente se hará un balance medioambiental con el fin de ver como las emisiones de dióxido de carbono se reducen de forma considerable. Obtendremos la cantidad de CO₂ que dejamos de emitir gracias al uso de la energía solar.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

3. ESTUDIO DEL EDIFICIO:

El edificio de viviendas se encuentra situado en la ciudad de Barcelona. Consta de tres plantas, con espacio suficiente en su azotea para la colocación y orientación de la instalación solar sin que en ésta se produzcan sombras. El bloque tiene un total de 5 viviendas que se distribuyen de la siguiente manera (ver Anexo 1):

- Planta primera: dos viviendas de tres dormitorios y una vivienda de un dormitorio.
- Planta segunda y tercera: una vivienda de dos dormitorios y un dúplex de cuatro dormitorios.

3.1. OCUPACIÓN Y CONSUMO DE ACS:

El Código Técnico de la Edificación estima la ocupación de un edificio de viviendas según la siguiente tabla:

Número de dormitorios	1	2	3	4	5	6	7	más de 7
Número de Personas	1,5	3	4	6	7	8	9	Nº de dormitorios

Tabla 2. Número de personas por tipo de vivienda (CTE)

Por lo tanto, según la tabla:

Una vivienda de un dormitorio: $1 \times 1,5$ personas pero estimaremos 2 personas = 2 personas.

Una vivienda de dos dormitorios: 1×3 personas = 3 personas.

Dos viviendas de tres dormitorios: 2×4 personas = 8 personas.

Una vivienda de cuatro dormitorios: 1×6 personas = 6 personas.

Total Edificio = 19 personas

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Para valorar la demanda de Agua Caliente Sanitaria usaremos la Tabla 3, que indica la demanda de ACS de referencia a 60°C, Sección HE 4 del Código Técnico de la Edificación:

Tabla 3.1. Demanda de referencia a 60°C (1)

Criterio de demanda	Litros ACS/día a 60° C	
Viviendas unifamiliares	30	por persona
Viviendas multifamiliares	22	por persona
Hospitales y clínicas	55	por cama
Hotel ****	70	por cama
Hotel ***	55	por cama
Hotel/Hostal **	40	por cama
Camping	40	por emplazamiento
Hostal/Pensión *	35	por cama
Residencia (ancianos, estudiantes, etc)	55	por cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15	por servicio
Escuelas	3	por alumno
Cuarteles	20	por persona
Fábricas y talleres	15	por persona
Administrativos	3	por persona
Gimnasios	20 a 25	por usuario
Lavanderías	3 a 5	por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10	por comida
Cafeterías	1	por almuerzo

(1) Los litros de ACS/día a 60°C de la tabla se han calculado a partir de la tabla 1 (Consumo unitario diario medio) de la norma UNE 94002:2005 "Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria: cálculo de la demanda energética".

Tabla 3. Demanda de referencia a 60°C (Tabla 3.1. CTE).

En nuestro caso tenemos viviendas multifamiliares por lo que serán necesarios 22 litros de ACS a 60°C al día por persona, lo que significa que la demanda del edificio es:

$$\text{Demanda ACS} = \text{N}^{\circ} \text{ total de personas} \times 22 \text{ l/persona día}$$

Demanda ACS = 418 litros/día

El consumo de ACS será diferente cada mes, por lo tanto, aplicaremos un factor corrector de la variación media del consumo mensual en viviendas, obtenido en la figura 1.1 del Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación DTIE 1.01. Este factor corrector se debe a que en los meses más calurosos, la demanda de agua caliente disminuye, ya que el consumidor demandará agua a menos temperatura que en los meses más fríos, donde mezclará más agua caliente con fría.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

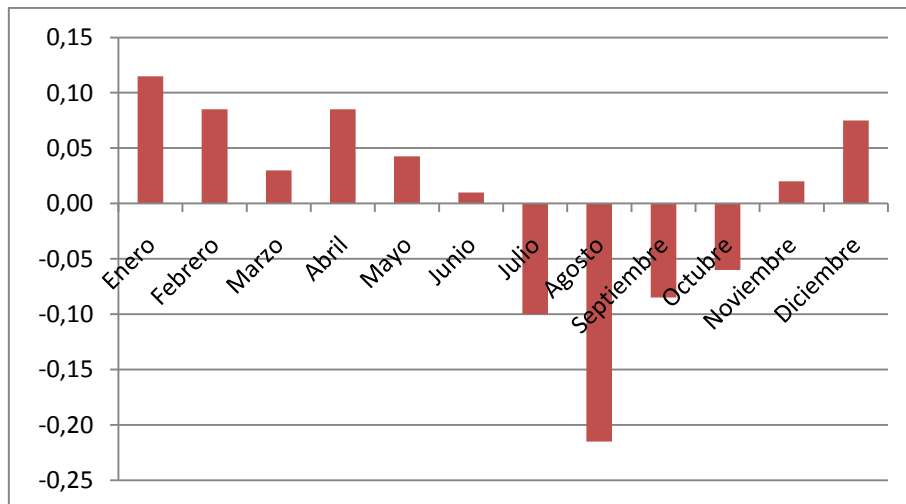


Figura 4. Variación media del consumo mensual en viviendas (Figura 1.1, DTIE 1.01)

También se deben tener en cuenta las horas de sol diarias, ya que nuestra instalación funcionará únicamente durante dichas horas. Por tanto, toda la energía necesaria para calentar la demanda de ACS diaria se debe suministrar durante las horas de sol disponibles.

Según el Centro de Estudios de la Energía Solar (CENSOLAR), la ciudad de Barcelona dispone de las siguientes horas solares diarias (ver Anexo 2):

Mes	h_{sol}
Enero	8
Febrero	9
Marzo	9
Abril	9,5
Mayo	9,5
Junio	9,5
Julio	9,5
Agosto	9,5
Septiembre	9
Octubre	9
Noviembre	8
Diciembre	7,5
Anual	8,9

Tabla 5. Media mensual del número de horas de sol diarias (Censolar).

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Por lo tanto, teniendo en cuenta todos estos datos, calculamos el consumo medio diario de ACS con la siguiente expresión:

$$m_{\text{cons}} = \frac{Q_{\text{ACS}} \cdot \rho_{\text{agua}60^{\circ}\text{C}}}{t_{\text{día}}} \cdot (1 + f) = \frac{418 \frac{\text{l}}{\text{día}} \cdot 1,060 \frac{\text{kg}}{\text{l}}}{h_{\text{sol}} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} \cdot (1 + f)$$

Donde:

$t_{\text{día}}$ = Número medio de horas de sol al día (h)

Q_{ACS} = Demanda de ACS en un día (l/día)

$\rho_{\text{agua}60^{\circ}\text{C}}$ = Densidad del agua a 60°C (kg/l)

f = factor de corrección de la variación media del consumo mensual

Mes	h	1+f	mcons (kg/s)
Enero	8	1,115	0,0172
Febrero	9	1,085	0,0167
Marzo	9	1,030	0,0141
Abril	9,5	1,085	0,0141
Mayo	9,5	1,043	0,0135
Junio	9,5	1,010	0,0131
Julio	9,5	0,900	0,0117
Agosto	9,5	0,785	0,0102
Septiembre	9	0,915	0,0125
Octubre	9	0,940	0,0129
Noviembre	8	1,020	0,0157
Diciembre	7,5	1,075	0,0176
ANUAL	8,9	1	0,0138

Tabla 6. Caudal de consumo medio diario de ACS (kg/s).

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

3.2. CONTRIBUCIÓN SOLAR MÍNIMA:

El edificio se encuentra situado en la ciudad de Barcelona, con latitud 41,41º; y pertenece a la Zona Climática II según la figura 7.

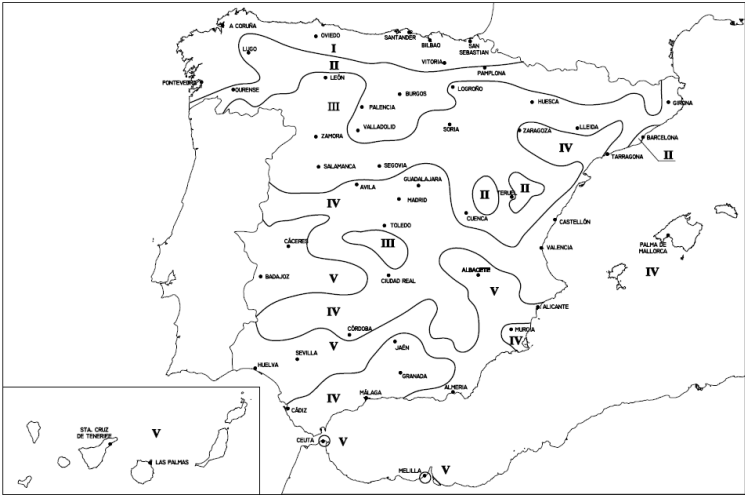


Fig. 3.1. Zonas climáticas

Figura 7. Zonas climáticas (Fig. 3.1. CTE)

Para saber cuál debe ser la mínima contribución solar nos dirigimos a la Tabla 8, que establece un valor mínimo de fracción solar en función de la zona climática y la demanda de ACS al día del Edificio para el caso general del sistema de apoyo, es decir, que su fuente de energía no sea electricidad mediante efecto Joule:

Tabla 2.1. Contribución solar mínima en %. Caso general					
Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50-5.000	30	30	50	60	70
5.000-6.000	30	30	55	65	70
6.000-7.000	30	35	61	70	70
7.000-8.000	30	45	63	70	70
8.000-9.000	30	52	65	70	70
9.000-10.000	30	55	70	70	70
10.000-12.500	30	65	70	70	70
12.500-15.000	30	70	70	70	70
15.000-17.500	35	70	70	70	70
17.500-20.000	45	70	70	70	70
> 20.000	52	70	70	70	70

Tabla 8. Contribución solar mínima en %. Caso general (Tabla 2.1. del CTE)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Como nuestro edificio se encuentra en zona climática II y tiene un consumo de 418 l/día, la contribución solar mínima exigida por el CTE es del 30%. Si tenemos en cuenta también la Ordenanza Solar Térmica de Barcelona, la fracción solar mínima es del 60%, por lo tanto para cumplir ambas restricciones, tomaremos aquella más restrictiva: 60%.

Fracción Solar Mínima = 60%

3.3. UBICACIÓN Y ORIENTACIÓN DE LOS PANELES:

Para conseguir la máxima eficiencia en la captación de energía solar, es necesario que el sistema de captación esté orientado hacia el sur con la mínima desviación posible y que la inclinación respecto a la horizontal sea la misma que la latitud geográfica de Barcelona.

La azotea de nuestro edificio nos permite orientar las placas solares hacia el sur, y puesto que el suelo de la misma no tiene ninguna inclinación, se colocarán las placas sobre una estructura con el fin de conseguir un ángulo de 40° con la horizontal. No existe ningún edificio alrededor que produzca sombras en la azotea.

El lugar destinado al sistema de acumulación estará en un cuarto situado justo debajo del sistema solar, con lo que se pretende que las tuberías recorran la mínima distancia fuera del edificio para evitar pérdidas de energía.

3.4. RADIACIÓN SOLAR RECIBIDA EN LA CIUDAD DE BARCELONA:

El dimensionado de la instalación se hará conforme a la radiación solar recibida según la orientación y la inclinación adoptadas en este proyecto. Los valores de la radiación solar media diaria sobre una superficie inclinada con desviación respecto al sur nula (azimut) en Barcelona, se han obtenido del Atlas de Radiación Solar de Cataluña, publicado en Septiembre del año 2001 por el Instituto Catalán de la Energía.

Los valores mensuales de radiación solar en kWh/m² a considerar son los siguientes:

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Mes	I_T (kWh/m ²)
Enero	3,46
Febrero	4,13
Marzo	4,98
Abril	5,62
Mayo	5,93
Junio	6,03
Julio	6,03
Agosto	5,87
Septiembre	5,38
Octubre	4,56
Noviembre	3,74
Diciembre	3,27
Anual	4,92

Tabla 9. Radiación solar recibida sobre superficie inclinada 40° para un azimut de 0° en Barcelona (kWh/m²)(Instituto Catalán de la Energía)

Los valores mensuales de horas diarias de sol útiles en la ciudad de Barcelona aparecen en la tabla 5.

Una vez tenemos todos los datos necesarios, calcularemos la radiación solar recibida sobre superficie inclinada en W/m² de la siguiente manera:

$$I_T = \frac{\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{ día}}}{\frac{\text{horas de sol}}{\text{día}}} \cdot 1000 \frac{\text{W}}{\text{kW}} = \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

La siguiente tabla muestra los valores de radiación solar en W/m²:

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Mes	I_T (W/m ²)
Enero	432,50
Febrero	516,25
Marzo	553,33
Abril	591,58
Mayo	624,21
Junio	634,74
Julio	634,74
Agosto	617,89
Septiembre	597,78
Octubre	506,67
Noviembre	467,50
Diciembre	436,00
Anual	551,10

Tabla 10. Radiación solar recibida sobre superficie inclinada 40° para un azimut de 0° en Barcelona (W/m²)(Instituto Catalán de la Energía)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

4. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN SOLAR:

La figura que se muestra a continuación se corresponde con el esquema de la instalación solar, la cual está compuesta por las siguientes partes: sistema de captación e intercambio, sistema de acumulación y sistema de apoyo o auxiliar. A su vez se puede descomponer la instalación en los siguientes circuitos: primario, secundario y de consumo. En la figura se puede observar aquellos componentes que se encuentran en el exterior del edificio y los que están situados en zonas interiores.

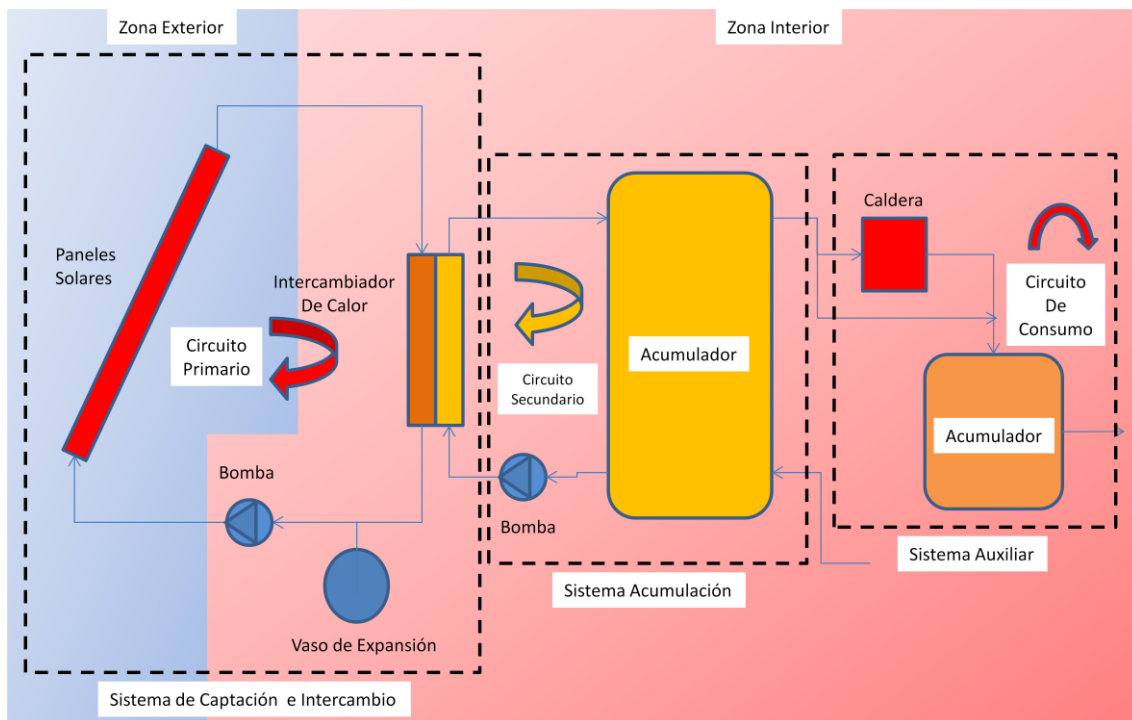


Figura 11. Diagrama de la Instalación Solar.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

4.1. SISTEMA DE CAPTACIÓN E INTERCAMBIO:

El sistema de captación e intercambio pertenece al circuito primario, y tiene como función transformar la energía de la radiación solar en energía térmica y transmitirla a través de un intercambiador de calor del fluido de trabajo al agua de consumo en el circuito secundario. Este sistema está formado por placas solares, fluido de trabajo, tuberías, una bomba, un vaso de expansión y un intercambiador de calor.

Las placas solares son las encargadas de captar la radiación solar y transmitirla al fluido de trabajo que circula por los conductos internos que poseen las mismas; este fluido circulará por las tuberías gracias al funcionamiento de la bomba (circulación forzada), llegará hasta un intercambiador de calor para transmitir su energía térmica al agua de consumo, y finalmente volverá a los colectores solares comenzando el ciclo otra vez. Se trata de un circuito cerrado, por lo tanto está dotado de un vaso de expansión que absorberá los aumentos de volumen del fluido de trabajo que se producen al expandirse éste debido al aumento de temperatura.

Puesto que por el circuito primario circula fluido de trabajo en vez de agua de consumo, nuestra instalación tiene la configuración de un sistema indirecto, esto es, que no se calienta directamente el agua de consumo en los colectores solares, sino que se hace a través un intercambiador de calor con la ayuda de un fluido de trabajo.

Este sistema presenta ciertas ventajas como por ejemplo la protección contra heladas en la instalación y protección contra corrosión en el circuito primario gracias al uso del fluido de trabajo, que es agua con anticongelante.

Como medida de seguridad, el circuito secundario que es por donde circula el agua de consumo, funcionará con mayor presión que el circuito primario, con el fin de evitar que el fluido de trabajo entre en el circuito secundario en caso de avería.

En este proyecto hemos elegido colectores solares de placa plana. El tipo de conexión entre paneles será en paralelo interior, posible ya que los éstos disponen de distribuidores interiores tanto en la parte inferior como superior de los mismos. La otra configuración posible es conexión en paralelo exterior, pero no es recomendable porque tiene un coste de instalación mucho mayor puesto que se requieren más metros de tuberías, influyendo negativamente en el rendimiento de los paneles y provocando mayores pérdidas de carga.

El fluido de trabajo que circula a través del circuito primario es una mezcla de agua y anticongelante. Tiene como función transmitir la energía captada en los colectores al agua de consumo a través del intercambiador de calor.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Los anticongelantes son glicoles, los más usados son etilenglicol y propilenglicol. En el capítulo 5 se explica y detalla el cálculo de la proporción de anticongelante con agua. A continuación se explican las características principales de los anticongelantes:

- Son muy viscosos.
- Son tóxicos: debido a los inhibidores de la corrosión.
- Dilatan más que el agua.
- La temperatura de ebullición es menor que la del agua: se traduce en algo beneficioso porque significa que absorben más energía que el agua.
- El calor específico es menor que el del agua: es una desventaja frente al agua porque significa que tarda más en transferir la energía que absorbe.
- Presenta inestabilidad a temperaturas mayores a 120°C: el anticongelante pierde sus propiedades, se degrada y se convierte en un ácido corrosivo, lo que afecta negativamente a la instalación.

4.2. SISTEMA DE ACUMULACIÓN:

Este sistema forma parte del circuito secundario, por donde circula agua para el consumo humano. Este sistema tiene como función almacenar la energía térmica que le ha transmitido el fluido de trabajo a través del intercambiador de calor, en un depósito con agua apta para el consumo humano hasta que ésta sea demandada.

El sistema de acumulación está compuesto por tuberías, un depósito, un acumulador y una bomba.

El agua de consumo entra directamente desde la red de distribución al depósito acumulador donde se mezcla con el resto de agua caliente. La bomba fuerza la circulación del agua a través del intercambiador de calor, donde se transmite la energía térmica que hace aumentar la temperatura del agua en el depósito.

El depósito acumulador se caracteriza por tener una alta capacidad calorífica, responder de manera rápida a la demanda, tener un bajo coste, y tener la mayoría forma cilíndrica lo que facilita el fenómeno de estratificación.

El fenómeno de estratificación provoca la separación del agua a calentar dentro del acumulador debido a la diferencia de densidad que presenta el agua caliente y fría. El agua caliente presenta una densidad menor por lo que tiende a estar en la parte más alta del depósito.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Cuando un acumulador se encuentra estratificado, la temperatura del acumulador es función de su altura vertical, decreciendo la temperatura de la parte superior a la inferior.

La eficiencia de una instalación solar aumenta al hacerlo la estratificación de temperaturas alcanzada en el acumulador porque:

- Se retrasa la activación del sistema de apoyo al estar el agua caliente en la parte superior, que va primero hacia el consumo.
- Se aumenta el rendimiento de los colectores al llegarles el agua a una temperatura más baja, porque ésta está almacenada en la parte inferior del acumulador.

4.3. SISTEMA DE APOYO O AUXILIAR:

Es necesaria la utilización de un sistema convencional para garantizar el suministro de agua caliente sanitaria cuando la instalación de energía solar no puede por medios propios.

El sistema de apoyo se encarga del calentamiento del agua hasta la temperatura de suministro, pueden ser centralizados o individuales, en nuestro caso se trata de un sistema centralizado, se utiliza una instalación común para todo el edificio.

Para el dimensionamiento del sistema debe tenerse en cuenta que puede ocurrir que no haya ningún aporte de energía por parte de la instalación solar, por lo tanto este sistema debe ser capaz de suministrar la demanda total requerida.

Este sistema está compuesto por una caldera de gas natural y un acumulador, deben dimensionarse teniendo en cuenta también la variación del caudal de consumo en función de la hora del día para poder satisfacer la demanda.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

5. FLUIDO DE TRABAJO:

Al tratarse nuestra instalación solar de una instalación indirecta, el fluido que circula por los captadores solares no es agua destinada al consumo, se utiliza una mezcla de agua con anticongelante como fluido de trabajo en el circuito primario. Este fluido mejora las propiedades del agua actuando como protección frente a heladas en la instalación.

Los anticongelantes son glicoles y los más utilizados son el etilenglicol y el propilenglicol, este último es más costoso y posee peores propiedades que el etilenglicol, pero resulta ser no tóxico.

Según el Documento Técnico de las Instalaciones en la Edificación para Instalaciones Solares Térmicas para Producción de Agua Caliente Sanitaria DTIE 8.03, hay que considerar una serie de criterios para la selección de un fluido de trabajo apropiado con el fin de aumentar la durabilidad, eficiencia y fiabilidad de la instalación: los más importantes son una temperatura de ebullición alta para evitar la formación de vapor, y una temperatura de congelación baja para evitar que el fluido se congele.

El anticongelante que hemos elegido es el Propilenglicol, que aunque sea algo más costoso no es tóxico. Para calcular la concentración necesaria utilizaremos los datos de temperatura mínima histórica de Barcelona junto con el gráfico que muestra la variación de la temperatura de congelación con la proporción de propilenglicol en agua, de la Tabla 12.

Con el fin de proteger el sistema de captadores de posibles heladas, tomaremos como marca el CTE un valor de temperatura 5°C menor que el mínimo registrado en Barcelona, que aparece en la siguiente figura:

Altitud, latitud, longitud y temperatura mínima histórica (la más baja que se haya medido desde el primer año del que se conservan registros de datos). (Fuente: CENSOLAR).

PROVINCIA	ALTITUD (m) (de la capital)	LATITUD (°) (de la capital)	LONGITUD (°) (de la capital)	TEMP. MÍNIMA HISTÓRICA (°C)
1 ALAVA	542	42,9	2,7 W	-18
2 ALBACETE	686	39,0	1,8 W	-23
3 ALICANTE	7	38,4	0,5 W	-5
4 ALMERÍA	65	36,9	2,4 W	-1
5 ASTURIAS	232	43,4	5,8 W	-11
6 ÁVILA	1126	40,7	4,9 W	-21
7 BADAJOZ	186	38,9	7,0 W	-6
8 BALEARES	28	39,6	2,6 E	-4
9 BARCELONA	95	41,4	2,2 E	-7
10 BURGOS	929	42,3	3,7 W	-18
11 CÁCERES	459	39,5	6,4 W	-6

Tabla 12. Altitud, latitud, longitud y temperatura mínima histórica. (CENSOLAR)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

$$T_{\min} = T_{\min\text{histórica}} - 5^{\circ}\text{C} = -7 - 5 = -12^{\circ}\text{C}$$

Por lo tanto, con el valor obtenido entramos en la figura 13 y obtenemos una concentración de propilenglicol del 23% aproximadamente.

Concentración de Propilenglicol = 23%

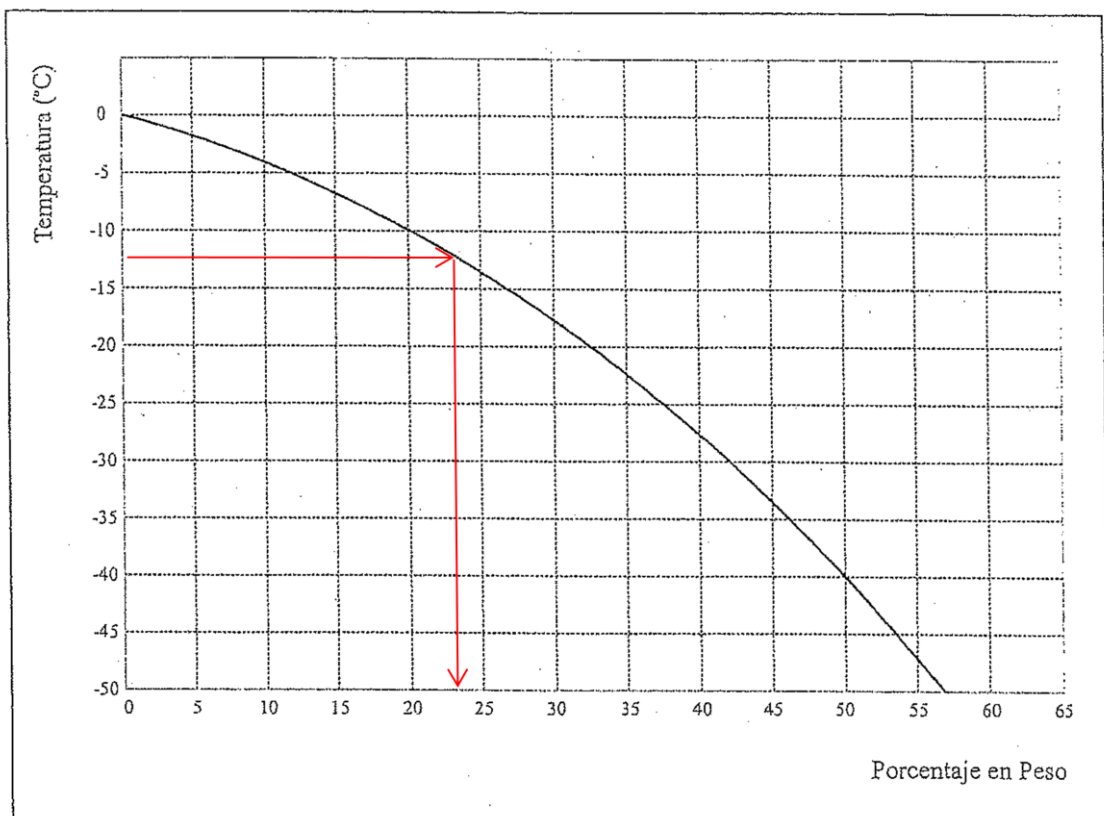


Figura 3.2: Variación de la temperatura de congelación con la proporción de propilenglicol en agua.

Figura 13. Variación de la temperatura de congelación con la proporción de propilenglicol en agua. (Figura 3.2 del DTIE 8.03)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Para obtener los datos de densidad, conductividad térmica, capacidad calorífica y viscosidad dinámica se utilizarán las siguientes gráficas, figuras 14, 15, 16 y 17, obteniéndose los resultados siguientes tomando como temperatura media $T_{mi} = 60^{\circ}\text{C}$:

$$\rho = 995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ; C_p = 3980 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} ; \mu = 9 \cdot 10^{-4} \text{Pa} \cdot \text{s} ; K = 0,53 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

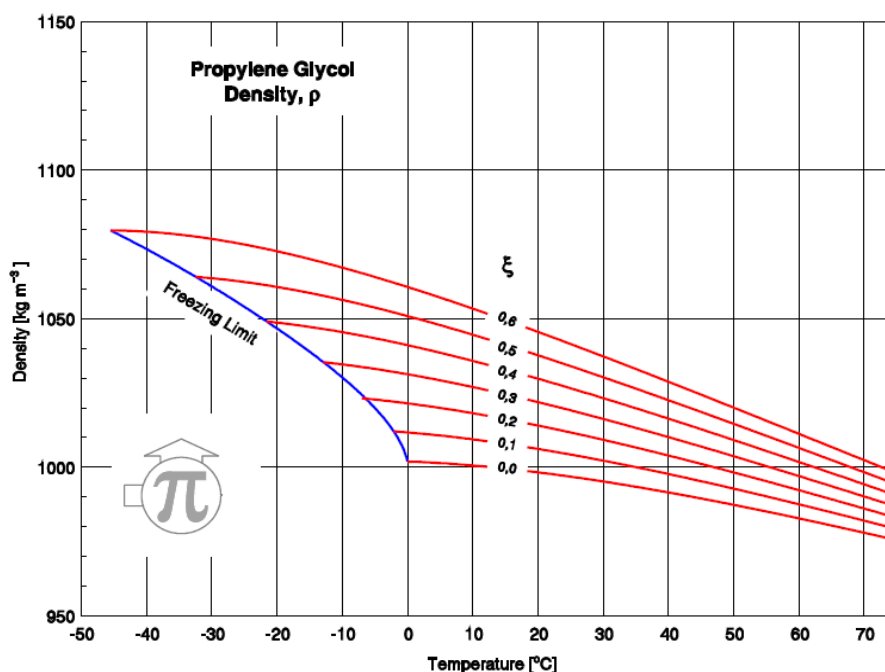


Figura 14. Densidad (kg/m^3) del propilenglicol. (M-Conte Engineering, Zurich 2002)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

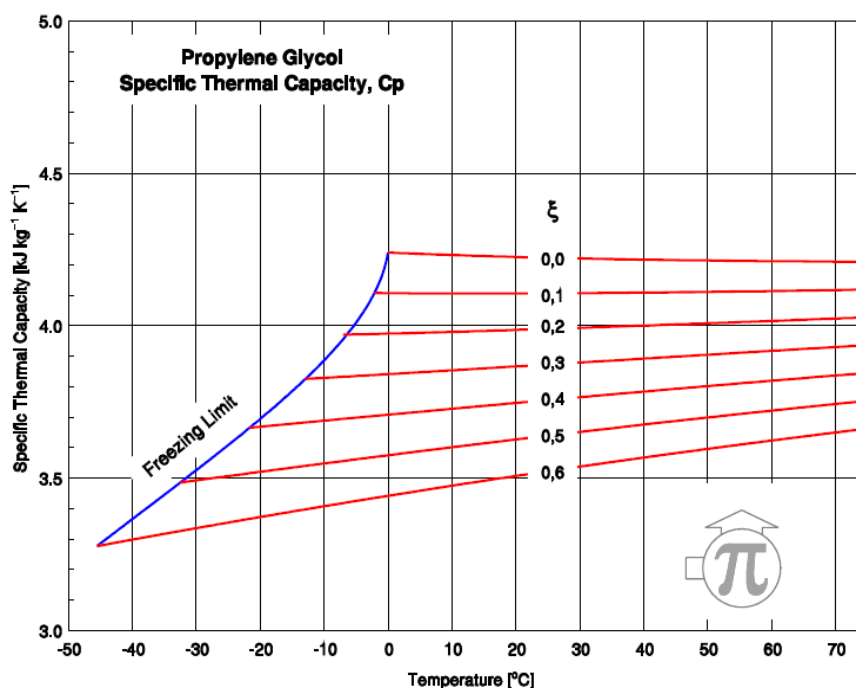


Figura 15. Capacidad calorífica (KJ/kgK) del propilenglicol. (M-Conte Engineering, Zurich 2002)

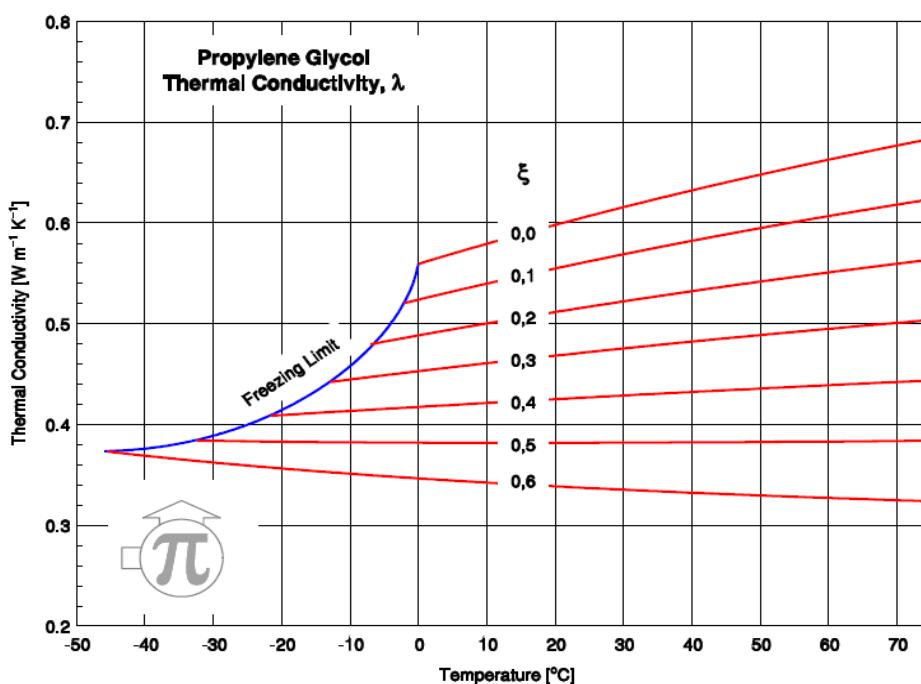


Figura 16. Conductividad térmica (W/mK) del propilenglicol. (M-Conte Engineering, Zurich 2002)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

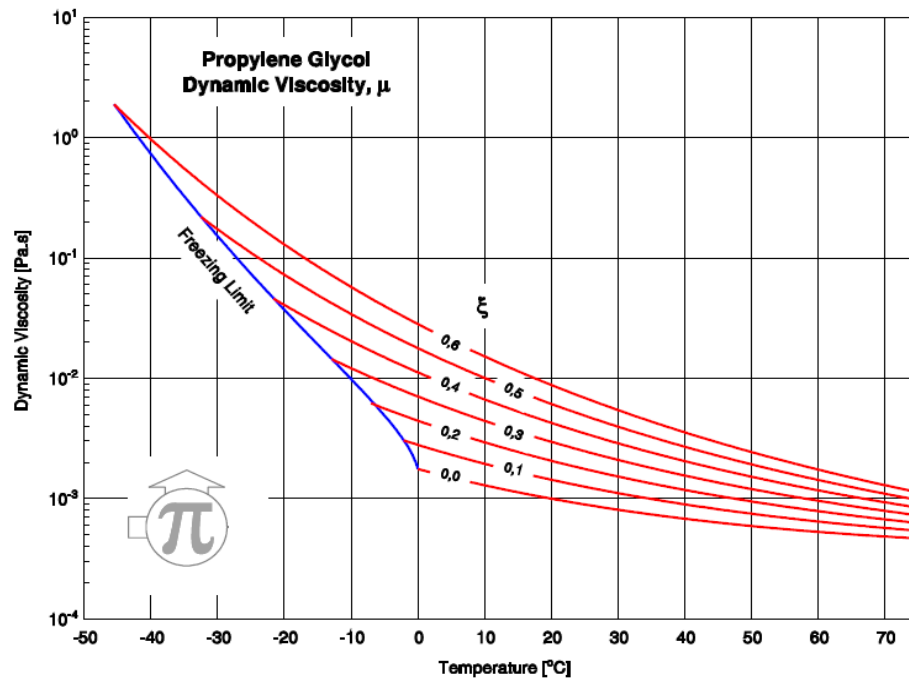


Figura 17. Viscosidad dinámica (Pa·s) del propilenglicol. (M-Conte Engineering, Zurich 2002)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

6. CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN EL COLECTOR SOLAR PLANO:

El rendimiento de los colectores solares depende de factores externos como la temperatura ambiente, la radiación solar recibida, dirección y velocidad del viento, temperatura de proceso, así como de factores propios del colector como pueden ser, la capacidad de aislamiento, características ópticas del absorbedor y cubierta de cristal, etc.

El viento tiene una influencia muy importante en las pérdidas que se producen en el colector solar. Su velocidad y dirección deben tenerse en cuenta en el estudio. En nuestro caso, según datos meteorológicos, la dirección del viento que prevalece durante todo el año es dirección norte. Como los colectores solares están orientados en sentido sur, consideraremos que el viento incide de forma perpendicular con la superficie de los mismos, por lo tanto utilizaremos las correlaciones experimentales para flujo cruzado en la parte delantera y trasera de los colectores. Dichas correlaciones han sido obtenidas de forma experimental según Rodríguez Et Al. 2008 (ver Bibliografía, Capítulo 12).

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

6.1. CÁLCULO DE LAS RESISTENCIAS TÉRMICAS:

Las resistencias térmicas existentes en el colector solar plano son las que se muestran en el siguiente esquema:

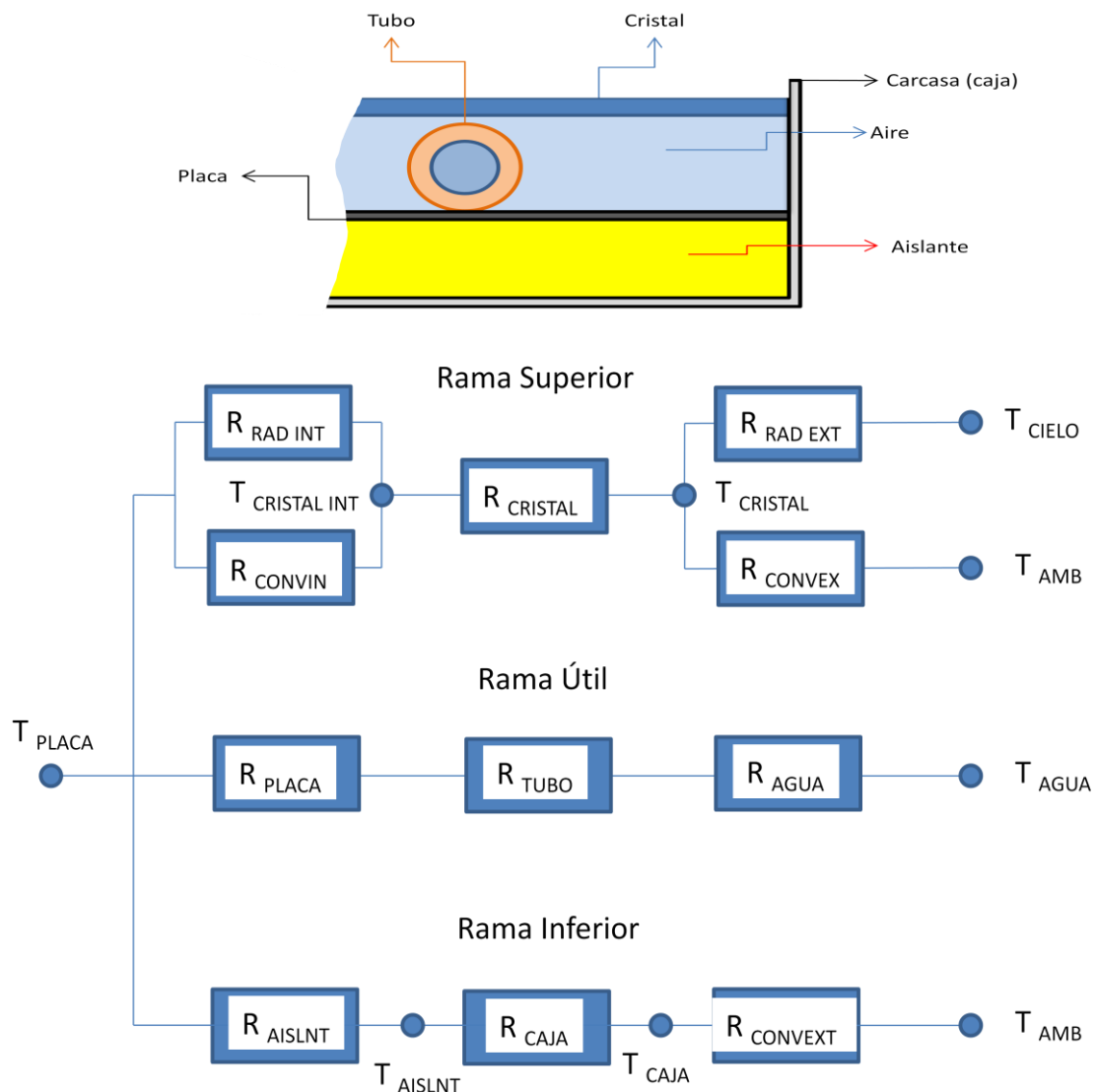


Figura 18. Sección (sin escala) y esquema de resistencias térmicas del colector solar plano.

A continuación se especifica el cálculo de cada una de las resistencias excepto la resistencia de radiación en el interior de la placa entre el cristal exterior y la placa absorbidora, ya que se considera despreciable.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

6.1.1. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN A TRAVÉS DEL AISLAMIENTO DEL COLECTOR SOLAR

Para calcular la siguiente resistencia tendremos en cuenta que el aislamiento del colector consta de un aislante de lana mineral y una lámina de aluminio. Se utilizará la siguiente expresión en cada elemento:

$$R_{\text{cond lana}} = \frac{e_{\text{lana}}}{A_{\text{lana}} \cdot K_{\text{lana}}} \left(\frac{K}{W} \right)$$

$$R_{\text{cond Al}} = \frac{e_{\text{Al}}}{A_{\text{Al}} \cdot K_{\text{Al}}} \left(\frac{K}{W} \right)$$

Donde:

- e : Espesor del aislante (m)
- K : Conductividad térmica del material (W/m·K)
- A : Área = 2,75 m²

En la siguiente tabla tenemos los valores de las resistencias así como el valor total de la resistencia térmica de conducción a través del aislamiento, que resulta de sumar cada una de las resistencias parciales. Los valores serán constantes durante todo el año.

$$R_{\text{aisInt}} = R_{\text{cond lana}} + R_{\text{Al}} \left(\frac{K}{W} \right)$$

e_{lana} (mm)	K_{lana} (W/m·K)	R_{lana} (K/W)
25	0,04	0,227
e_{Al} (mm)	K_{Al} (W/m·K)	R_{Al} (K/W)
1	205	$1,774 \cdot 10^{-6}$
R_{aisInt} (K/W)		0,227

Tabla 19. Resistencia de conducción a través del aislamiento del colector solar (K/W)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

6.1.2. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN A TRAVÉS DE LA CAJA DEL COLECTOR SOLAR

Para calcular esta resistencia utilizaremos la siguiente expresión:

$$R_{\text{cond caja}} = \frac{e_{\text{caja}}}{A_{\text{caja}} \cdot K_{\text{caja}}} \left(\frac{K}{W} \right)$$

Donde:

- e : Espesor de la caja (m)
- K : Conductividad térmica del Aluminio Anodizado (W/m·K)
- A : Área (m²)

$$R_{\text{cond caja}} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{2,827 \text{ m}^2 \cdot 237 \frac{W}{m \cdot K}} \left(\frac{K}{W} \right)$$

Sustituyendo los valores obtenemos el valor de la resistencia que es constante durante todo el año.

$$R_{\text{cond caja}} = 2,239 \cdot 10^{-6} \text{ K/W}$$

6.1.3. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN FORZADA EXTERIOR EN LA PARTE TRASERA DEL COLECTOR SOLAR

Para el cálculo de esta resistencia utilizaremos la siguiente expresión:

$$R_{\text{convext}} = \frac{1}{h_{\text{ext}} \cdot A_{\text{caja}}} \left(\frac{K}{W} \right)$$
$$h_{\text{ext}} = \frac{\text{Nu}_{\text{ext}} \cdot K}{L}$$

Utilizaremos la Correlación experimental de Nussel para flujo cruzado, según Rodríguez Et Al. 2008 (ver Bibliografía, Capítulo 12).

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

$$Nu_{ext} = 0,135 \cdot Re^{0,709} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{K}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot (V_{viento} \cdot \sin\theta) \cdot L}{\mu}$$

Donde:

- h_{ext} : Coeficiente de convección exterior ($W/m^2 \cdot K$)
- K : Conductividad térmica del aire ($W/m \cdot K$)
- Nu_{ext} : Número de Nusselt para flujo exterior cruzado
- Re : Número de Reynolds
- Pr : Número de Prandtl
- μ : Viscosidad Dinámica del aire ($Pa \cdot s$)
- C_p : Calor específico del aire ($J/kg \cdot K$)
- ρ : Densidad del aire (kg/m^3)
- V_{viento} : Velocidad media mensual del viento (m/s)
- L : Longitud vertical del colector solar.
- θ : Ángulo que forma la corriente de aire con la superficie del colector.

Las propiedades del aire a la temperatura media anual son las siguientes:

$$\rho = 1,2187 \frac{kg}{m^3} ; C_p = 1000 \frac{J}{kgK} ; \mu = 1,79 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s ; K = 25,4 \cdot 10^{-3} \frac{W}{mK}$$

Puesto que la velocidad del viento tiene un valor variable mes a mes, obtendremos un valor de resistencia distinto cada mes.

En la siguiente tabla tenemos los valores mensuales de la resistencia térmica de convección exterior:

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Mes	Vv (m/s)	Re	Pr	Nussel	h_{ext} (W/m ² K)	$R_{conv \text{ tras EXT}}$ (K/W)
Enero	4,16	623102,93	0,70	1541,76	17,73	0,02
Febrero	3,89	582661,15	0,70	1470,12	16,91	0,02
Marzo	4,44	665042,55	0,70	1614,63	18,57	0,02
Abril	4,17	624600,77	0,70	1544,39	17,76	0,02
Mayo	4,17	624600,77	0,70	1544,39	17,76	0,02
Junio	3,89	582661,15	0,70	1470,12	16,91	0,02
Julio	3,61	540721,53	0,70	1394,29	16,03	0,03
Agosto	3,61	540721,53	0,70	1394,29	16,03	0,03
Septiembre	3,89	582661,15	0,70	1470,12	16,91	0,02
Octubre	3,89	582661,15	0,70	1470,12	16,91	0,02
Noviembre	4,44	665042,55	0,70	1614,63	18,57	0,02
Diciembre	4,16	623102,93	0,70	1541,76	17,73	0,02

Tabla 20. Resistencia Térmica de Convección exterior (K/W)

6.1.4. RESISTENCIA TÉRMICA DE LA PLACA ABSORBEDORA

La transferencia de calor de la placa absorbedora no es lineal, por lo tanto su resistencia se calcula experimentalmente con un balance de energía en la placa entre la temperatura de la placa y la temperatura media del fluido que circula por los tubos, obteniéndose su valor:

$$R_{placa} = 0,012 \text{ K/W}$$

6.1.5. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN A TRAVÉS DEL TUBO DE COBRE DEL SERPENTIN DEL COLECTOR SOLAR

Utilizaremos la siguiente expresión para calcular la resistencia de conducción:

$$R_{tubo} = \frac{\ln \frac{D_{ext}}{D_{int}}}{2\pi L \cdot K_{cu}} \left(\frac{K}{W} \right)$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Donde:

- $D_{\text{ext}}, D_{\text{int}}$: Diámetro exterior e interior del tubo de cobre (m)
- K_{Cu} : Conductividad térmica del Cobre (W/m·K)
- L : Longitud total del tubo o serpentín (m)

Sustituyendo los valores obtenemos el valor de la resistencia constante durante todo el año:

$$R_{\text{tubo}} = \frac{\ln \frac{10 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{8 \cdot 10^{-3} \text{ m}}}{2\pi(1,8 \text{ m} \cdot 10 \text{ tubos}) \cdot 400 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} \left(\frac{\text{K}}{\text{W}} \right)$$

$$R_{\text{tubo}} = 4,93 \cdot 10^{-6} \text{ K/W}$$

6.1.6. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN A TRAVÉS DEL FLUIDO DE LOS TUBOS DEL SERPENTÍN DEL COLECTOR SOLAR

Para el cálculo de esta resistencia tendremos en cuenta las siguientes expresiones:

$$R_{\text{conv int}} = \frac{1}{h_{\text{int}} \cdot A_{\text{int}}} \left(\frac{\text{K}}{\text{W}} \right)$$

$$h_{\text{int}} = \frac{\text{Nu}_{\text{int}} \cdot K}{D_{\text{int}}}$$

$$\text{Nu}_{\text{int}} = 0,023 \cdot \text{Re}^{\frac{4}{5}} \cdot \text{Pr}^{0,4}$$

$$\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{K}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot m_{\text{trab}}}{\mu \cdot \pi \cdot D_{\text{int}}}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Donde:

- h_{int} : Coeficiente de convección interior ($W/m^2 \cdot K$)
- K : Conductividad térmica del fluido refrigerante ($W/m \cdot K$)
- Nu_{int} : Número de Nusselt para flujo interior en tubos
- Re : Número de Reynolds
- Pr : Número de Prandtl
- μ : Viscosidad Dinámica del fluido refrigerante ($Pa \cdot s$)
- C_p : Calor específico del fluido refrigerante ($J/kg \cdot K$)
- ρ : Densidad del fluido refrigerante (kg/m^3)
- m_{trab} : Gasto másico del fluido de trabajo (kg/s)
- D_{int} : Diámetro interior del tubo de cobre (m)

Las propiedades del fluido de trabajo son las siguientes:

$$\rho = 995 \frac{kg}{m^3} ; C_p = 3980 \frac{J}{kgK} ; \mu = 9 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s ; K = 0,53 \frac{W}{mK}$$

Calculamos el gasto másico de fluido de trabajo teniendo en cuenta el caudal recomendado por el fabricante del colector solar, que es de 45 l/h·m², y las propiedades del fluido calculadas en el capítulo 5; por lo tanto:

$$m_{trab} = 45 \frac{l}{h \cdot m^2} \cdot \frac{1h}{3600s} \cdot \frac{1m^3}{1000l} \cdot \frac{995kg}{1m^3} \cdot 2,46m^2 = 0,03075 \frac{kg}{s}$$

El área de transferencia se tomará de la siguiente manera:

$$A_{int} = 2 \cdot \pi \cdot R_{int} \cdot L_{tubo} = 2 \cdot \pi \cdot 4 \cdot 10^{-3} \cdot 18 = 0,452m^2$$

En la siguiente tabla tenemos el valor de la Resistencia térmica de convección interior:

Re	Pr	Nu_{int}	h_{int}	$R_{conv int} (K/W)$
5437,8	6,758	48,08	3185,5	$6,94 \cdot 10^{-4}$

Tabla 21. Resistencia Térmica de Convección interior en el fluido de los tubos del serpentín del colector (K/W)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

6.1.7. RESISTENCIA TÉRMICA DE RADIACIÓN EXTERIOR ENTRE LA SUPERFICIE ACRISTALADA Y EL CIELO:

Para calcular la resistencia térmica utilizaremos la expresión siguiente:

$$R_{\text{rad ext}} = \frac{1}{\varepsilon_{\text{cristal}} \cdot A_{\text{cristal}} \cdot \sigma \cdot [(T_{\text{cristal}})^2 + (T_{\text{cielo}})^2] \cdot (T_{\text{cristal}} + T_{\text{cielo}})} \left(\frac{K}{W} \right)$$

Donde:

- A_{cristal} : Superficie de absorción útil (m^2)
- $\varepsilon_{\text{Cristal}}$: Emisividad del vidrio templado
- σ : Constante de Stefan-Boltzman = $5,67 \cdot 10^{-8}$ ($Wm^2 \cdot K^4$)
- T_{cristal} : Temperatura del cristal = $1,042 \cdot T_{\text{amb}} - 2,34$ (K)
- T_{cielo} : Temperatura del cielo = $0,0552 \cdot T_{\text{amb}}^{1,5}$ (K)

La correlación para la temperatura del cristal se ha obtenido experimentalmente por el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid, y la correlación para la temperatura del cielo es la fórmula de Swinbank.

Suponemos que la radiación directa sólo llega a la parte trasera superior y se desprecia la radiación difusa en la parte trasera y laterales:

Mes	T_o (K)	T_{cristal} (K)	T_{cielo} (K)	$R_{\text{RAD EXT}}$ (K/W)
Enero	282,5	292,03	262,10	0,824
Febrero	283,3	292,86	263,21	0,815
Marzo	285,3	294,94	266,01	0,794
Abril	287,6	297,34	269,23	0,771
Mayo	290,7	300,57	273,59	0,741
Junio	294,5	304,53	278,98	0,706
Julio	297,3	307,45	282,96	0,682
Agosto	297,3	307,45	282,96	0,682
Septiembre	294,9	304,95	279,54	0,703
Octubre	290,6	300,47	273,45	0,742
Noviembre	286,5	296,19	267,69	0,782
Diciembre	283,30	292,86	263,21	0,815

Tabla 22. Resistencia Térmica de Radiación Exterior entre la superficie acristalada y el cielo (K/W)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

6.1.8. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN FORZADA EXTERIOR SOBRE EL CRISTAL DEL COLECTOR SOLAR:

Utilizaremos la siguiente expresión para calcular la resistencia:

$$R_{\text{convex}} = \frac{1}{h_{\text{ex}} \cdot A_{\text{cristal}}} \left(\frac{K}{W} \right)$$
$$h_{\text{ex}} = \frac{\text{Nu}_{\text{ex}} \cdot K}{L}$$

Utilizaremos la Correlación experimental del número de Nussel para flujo cruzado, según Rodríguez Et Al. 2008 (ver Bibliografía, Capítulo 12).

$$\text{Nu}_{\text{ex}} = 3,846 \cdot \text{Re}^{0,325} \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}}$$
$$\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{K}$$
$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot (V_{\text{viento}} \cdot \text{sen}\theta) \cdot L}{\mu}$$

Donde:

- h_{ex} : Coeficiente de convección exterior ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
- K : Conductividad térmica del aire ($\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$)
- Nu_{ex} : Número de Nusselt para flujo exterior cruzado
- Re : Número de Reynolds
- Pr : Número de Prandtl
- μ : Viscosidad Dinámica del aire ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)
- C_p : Calor específico del aire ($\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$)
- ρ : Densidad del aire (kg/m^3)
- V_{viento} : Velocidad media mensual del viento (m/s)
- L : Longitud vertical del colector solar.
- θ : Ángulo que forma la corriente de aire con la superficie del colector.

Las propiedades del aire a la temperatura media anual son las siguientes:

$$\rho = 1,2187 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ; C_p = 1000 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} ; \mu = 1,79 \cdot 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{s} ; K = 25,4 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

En la siguiente tabla tenemos los valores mensuales de la resistencia térmica de convección exterior:

Mes	Vv (m/s)	Re	Pr	Nussel	h_{ext} (W/m ² K)	R_{convex} (K/W)
Enero	4,16	623102,93	0,70	261,57	3,01	0,14
Febrero	3,89	582661,15	0,70	255,92	2,94	0,14
Marzo	4,44	665042,55	0,70	267,16	3,07	0,13
Abril	4,17	624600,77	0,70	261,77	3,01	0,14
Mayo	4,17	624600,77	0,70	261,77	3,01	0,14
Junio	3,89	582661,15	0,70	255,92	2,94	0,14
Julio	3,61	540721,53	0,70	249,78	2,87	0,14
Agosto	3,61	540721,53	0,70	249,78	2,87	0,14
Septiembre	3,89	582661,15	0,70	255,92	2,94	0,14
Octubre	3,89	582661,15	0,70	255,92	2,94	0,14
Noviembre	4,44	665042,55	0,70	267,16	3,07	0,13
Diciembre	4,16	623102,93	0,70	261,57	3,01	0,14

Tabla 23. Resistencia Térmica de Convección Forzada Exterior sobre el cristal del colector solar (K/W)

6.1.9. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN A TRAVÉS DEL CRISTAL DEL COLECTOR SOLAR:

Para calcular esta resistencia utilizaremos la siguiente expresión:

$$R_{cond\ cristal} = \frac{e_{cristal}}{A_{cristal} \cdot K_{cristal}} \left(\frac{K}{W} \right)$$

Donde:

- e : Espesor del cristal (m)
- K : Conductividad térmica del Vidrio templado (W/m·K)
- A : Área (m²)

$$R_{cond\ caja} = \frac{3,2 \cdot 10^{-3} m}{2,46 m^2 \cdot 1,05 \frac{W}{m \cdot K}} \left(\frac{K}{W} \right)$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Sustituyendo los valores obtenemos el valor de la resistencia que es constante durante todo el año.

$$R_{\text{cond cristal}} = 1,24 \cdot 10^{-3} \text{ K/W}$$

6.1.10. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN NATURAL EN LA CAPA DE AIRE INTERNA ENTRE EL CRISTAL Y LA PLACA ABSORBEDORA:

Utilizaremos la siguiente expresión para calcular la resistencia:

$$R_{\text{convin}} = \frac{1}{h_{\text{in}} \cdot A_{\text{cristal}}} \left(\frac{\text{K}}{\text{W}} \right)$$
$$h_{\text{in}} = \frac{\text{Nu}_{\text{in}} \cdot K}{L}$$

Utilizaremos la siguiente Correlación experimental del número de Nusselt, según Rodríguez Et Al. 2008 (ver Bibliografía, Capítulo 12), asemejando la convección natural en el aire interior del colector al flujo en una cavidad rectangular inclinada:

$$\text{Nu}_{\text{in}} = 4,328 \cdot 10^{-10} \cdot \text{Ra}_1^2 - 1,478 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Ra}_1 + 1,001$$

$$\text{Ra} = \frac{g \cdot \cos\theta \cdot \beta \cdot (T_{\text{placa}} - T_{\text{cristal int}}) \cdot L^3}{\alpha \cdot \nu}$$

Donde:

- h_{in} : Coeficiente de convección interior ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)
- K : Conductividad térmica del aire ($\text{W/m} \cdot \text{K}$)
- Nu_{in} : Número de Nusselt para flujo interno
- Ra : Número de Raileigh
- g : gravedad (m^2/s)
- ν : Viscosidad Cinemática del aire (m^2/s)
- θ : Ángulo de inclinación del panel con respecto a la horizontal
- β : Coeficiente de pasividad térmica (K^{-1})
- V_{viento} : Velocidad media mensual del viento (m/s)
- L : Longitud vertical del colector solar.
- α : Difusividad térmica del aire (m^2/s)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Calcularemos antes la temperatura de la placa a partir del flujo de calor perdido en la rama inferior del colector utilizando la correlación experimental de temperatura de la caja del colector, según Rodríguez Et Al. 2008 (ver Bibliografía, Capítulo 12).

$$Q_{rama\ inferior} = \frac{T_{caja} - T_{amb}}{R_{convext}} (W)$$

$$T_{caja} = 1,021 \cdot T_{amb} - 1,762 (K)$$

$$Q_{rama\ inferior} = \frac{T_{placa} - T_{amb}}{R_{aislnt} + R_{cond\ caja} + R_{convext}} (W)$$

$$T_{placa} = Q_{rama\ inferior} \cdot (R_{aislnt} + R_{cond\ caja} + R_{convext}) + T_{amb} (W)$$

En la siguiente tabla tenemos los valores de flujo de calor perdido en la rama inferior y temperatura de la placa cada mes del año:

Mes	T _{amb} (K)	T _{caja} (K)	Q _{rama inferior} (W)	T _{placa} (K)
Enero	282,5	286,67	181,902	327,96
Febrero	283,3	287,49	174,149	327,02
Marzo	285,3	289,53	193,186	333,38
Abril	287,6	291,88	186,891	334,30
Mayo	290,7	295,04	189,735	338,11
Junio	294,5	298,92	183,931	340,68
Julio	297,3	301,78	176,762	341,91
Agosto	297,3	301,78	176,762	341,91
Septiembre	294,9	299,33	184,280	341,16
Octubre	290,6	294,94	180,525	335,92
Noviembre	286,5	290,75	194,337	334,87
Diciembre	283,30	287,49	182,635	328,95

Tabla 24. Flujo de calor en la rama inferior (W) y Temperatura de la placa (K)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

La temperatura interior del cristal la calcularemos a través del flujo de calor perdido en la rama superior.

$$Q_{\text{rama superior}} = Q_{\text{convex}} + Q_{\text{rad ext}} (W)$$

$$Q_{\text{convex}} = \frac{T_{\text{cristal}} - T_{\text{amb}}}{R_{\text{convex}}} (W)$$

$$Q_{\text{rad ext}} = \frac{T_{\text{cristal}} - T_{\text{cielo}}}{R_{\text{rad ext}}} (W)$$

$$Q_{\text{rama superior}} = \frac{T_{\text{cristal int}} - T_{\text{cristal}}}{R_{\text{cristal}}} (W)$$

$$T_{\text{cristal int}} = Q_{\text{rama superior}} \cdot R_{\text{cristal}} + T_{\text{cristal}} (W)$$

En la siguiente tabla tenemos los valores de flujo de calor perdido en la rama superior y temperatura interior del cristal cada mes del año:

Mes	T _o (K)	T _{cristal} (K)	T _{cielo} (K)	Q _{RAD EXT} (W)	Q _{conv EXT} (W)	Q _{rama sup} (W)	T _{cristal int} (K)
Enero	282,5	292,03	262,10	36,326	70,482	106,808	292,16
Febrero	283,3	292,86	263,21	36,363	69,205	105,568	292,99
Marzo	285,3	294,94	266,01	36,430	72,879	109,309	295,08
Abril	287,6	297,34	269,23	36,456	72,123	108,580	297,47
Mayo	290,7	300,57	273,59	36,402	73,088	109,489	300,71
Junio	294,5	304,53	278,98	36,182	72,611	108,793	304,66
Julio	297,3	307,45	282,96	35,905	71,700	107,605	307,58
Agosto	297,3	307,45	282,96	35,905	71,700	107,605	307,58
Septiembre	294,9	304,95	279,54	36,149	72,732	108,881	305,08
Octubre	290,6	300,47	273,45	36,405	71,425	107,830	300,60
Noviembre	286,5	296,19	267,69	36,450	73,260	109,710	296,33
Diciembre	283,30	292,86	263,21	36,363	70,731	107,094	292,99

Tabla 25. Flujo de calor en la rama superior (W) y Temperatura interior del cristal (K)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Por lo tanto, ya podemos calcular la resistencia de convección interior natural haciendo uso de la correlación experimental según Rodríguez Et Al. 2008 (ver Bibliografía, Capítulo 12).

Mes	$T_{placa} \text{ (K)}$	$T_{cristal \text{ int}} \text{ (K)}$	Ra_{int}	Nu_{int}	h_{int}	$R_{convin} \text{ (K/W)}$
Enero	327,96	292,16	25504871998	2,81536E+11	3250457757	1,11872E-10

Tabla 26. Resistencia de convección natural en la capa interna de aire entre el cristal y la placa absorbadora del colector solar (K/W)

En la tabla anterior podemos ver el cálculo para el mes de Enero solamente, y podemos observar que obtenemos un valor demasiado pequeño de resistencia. Por consiguiente, realizaremos el cálculo de la resistencia a partir del flujo de calor perdido en la rama superior.

$$Q_{rama \text{ superior}} = \frac{T_{placa} - T_{cristal \text{ int}}}{R_{convin}} \text{ (W)}$$

$$R_{convin} = \frac{T_{placa} - T_{cristal \text{ int}}}{Q_{rama \text{ superior}}} \text{ (W)}$$

Mes	$R_{convin} \text{ (K/W)}$
Enero	0,335
Febrero	0,322
Marzo	0,350
Abril	0,339
Mayo	0,342
Junio	0,331
Julio	0,319
Agosto	0,319
Septiembre	0,331
Octubre	0,328
Noviembre	0,351
Diciembre	0,336

Tabla 27. Resistencia de convección natural en la capa interna de aire entre el cristal y la placa absorbadora del colector solar (K/W)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

6.2. PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN EL COLECTOR SOLAR PLANO

6.2.1. FLUJO DE CALOR PERDIDO EN LA RAMA SUPERIOR

El flujo de calor que se pierde a través de la rama superior es:

$$Q_{\text{rama superior}} = \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{cristal}}}{R_{\text{conv int}} + R_{\text{cristal}}} \quad (W)$$

Mes	T _{placa} (K)	T _{cristal} (K)	R _{conv in} (K/W)	R _{cristal} (K/W)	Q _{rama superior} (W)
Enero	327,96	292,03	0,335	1,24·10 ⁻³	106,808
Febrero	327,02	292,86	0,322	1,24·10 ⁻³	105,568
Marzo	333,38	294,94	0,350	1,24·10 ⁻³	109,309
Abril	334,30	297,34	0,339	1,24·10 ⁻³	108,580
Mayo	338,11	300,57	0,342	1,24·10 ⁻³	109,489
Junio	340,68	304,53	0,331	1,24·10 ⁻³	108,793
Julio	341,91	307,45	0,319	1,24·10 ⁻³	107,605
Agosto	341,91	307,45	0,319	1,24·10 ⁻³	107,605
Septiembre	341,16	304,95	0,331	1,24·10 ⁻³	108,881
Octubre	335,92	300,47	0,328	1,24·10 ⁻³	107,830
Noviembre	334,87	296,19	0,351	1,24·10 ⁻³	109,710
Diciembre	328,95	292,86	0,336	1,24·10 ⁻³	107,094

Tabla 28. Flujo de calor perdido en la rama superior (W)

6.2.2. FLUJO DE CALOR PERDIDO EN LA RAMA INFERIOR

El flujo de calor que se pierde a través de la rama inferior es:

$$Q_{\text{rama inferior}} = \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{amb}}}{R_{\text{aislnt}} + R_{\text{caja}} + R_{\text{convext}}} \quad (W)$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Mes	T _{placa} (K)	T _{caja} (K)	R _{aislant} (K/W)	R _{caja} (K/W)	R _{conv tras EXT} (K/W)	Q _{rama inferior} (W)
Enero	327,96	286,67	0,227	$2,239 \cdot 10^{-6}$	0,02	181,902
Febrero	327,02	287,49	0,227	$2,239 \cdot 10^{-6}$	0,02	174,149
Marzo	333,38	289,53	0,227	$2,239 \cdot 10^{-6}$	0,02	193,186
Abril	334,30	291,88	0,227	$2,239 \cdot 10^{-6}$	0,02	186,891
Mayo	338,11	295,04	0,227	$2,239 \cdot 10^{-6}$	0,02	189,735
Junio	340,68	298,92	0,227	$2,239 \cdot 10^{-6}$	0,02	183,931
Julio	341,91	301,78	0,227	$2,239 \cdot 10^{-6}$	0,03	176,762
Agosto	341,91	301,78	0,227	$2,239 \cdot 10^{-6}$	0,03	176,762
Septiembre	341,16	299,33	0,227	$2,239 \cdot 10^{-6}$	0,02	184,280
Octubre	335,92	294,94	0,227	$2,239 \cdot 10^{-6}$	0,02	180,525
Noviembre	334,87	290,75	0,227	$2,239 \cdot 10^{-6}$	0,02	194,337
Diciembre	328,95	287,49	0,227	$2,239 \cdot 10^{-6}$	0,02	182,635

Tabla 29. Flujo de calor perdido en la rama inferior (W)

6.2.3. PÉRDIDAS TOTALES

La suma de las pérdidas en las ramas superior, inferior y útil nos dará el valor de las pérdidas totales:

Mes	Q _{rama superior} (W)	Q _{rama inferior} (W)	Q _{total} (W)
Enero	106,808	181,902	288,710
Febrero	105,568	174,149	279,717
Marzo	109,309	193,186	302,495
Abril	108,580	186,891	295,471
Mayo	109,489	189,735	299,225
Junio	108,793	183,931	292,723
Julio	107,605	176,762	284,367
Agosto	107,605	176,762	284,367
Septiembre	108,881	184,280	293,161
Octubre	107,830	180,525	288,354
Noviembre	109,710	194,337	304,047
Diciembre	107,094	182,635	289,729

Tabla 30. Pérdidas totales en el colector solar (W)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7. CÁLCULO DE LA INSTALACIÓN SOLAR:

7.1. INTRODUCCIÓN:

Para calcular la superficie útil de captadores solares, plantearemos un sistema de 9 ecuaciones y 9 incógnitas obtenido de realizar balances de energía en los distintos elementos del sistema. Para ello utilizaremos el primer principio de la termodinámica. La siguiente figura muestra la instalación con sus datos e incógnitas:

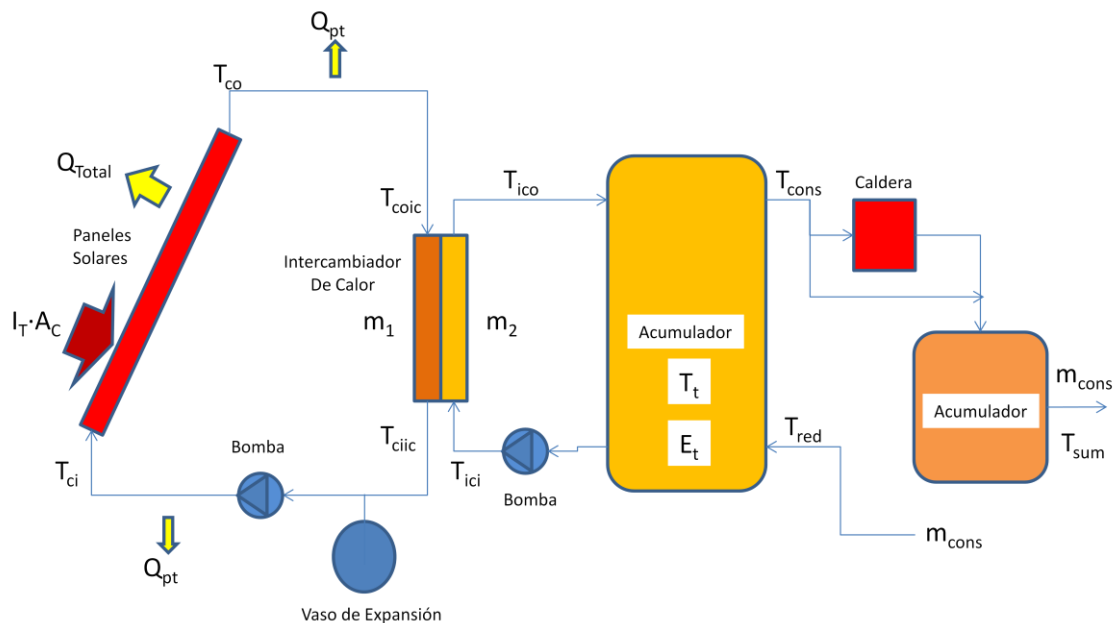


Figura 31. Esquema de la Instalación Solar para A.C.S.

A continuación se especifican los parámetros conocidos, variables e incógnitas del sistema:

Los parámetros conocidos son los siguientes:

- Radiación Solar global diaria anual sobre superficie inclinada 40° (I_T)
- Rendimiento óptico del colector solar (a_0)
- Resistencias térmicas del colector.
- Resistencias térmicas de las tuberías.
- Eficiencia del intercambiador de calor (ϵ_{ic})
- Caudal de consumo (m_{cons})

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

- Temperatura de red (T_{red})
- Temperatura ambiente (T_o)
- Densidad de los fluidos (ρ)
- Calor específico de los fluidos (C_p)
- Temperatura de suministro (T_{sum})

Los parámetros variables son:

- Caudal del circuito primario (m_1)
- Caudal del circuito secundario (m_2)

Las incógnitas del sistema son:

- Temperatura de entrada a los colectores (T_{ci})
- Temperatura de salida de los colectores (T_{co})
- Temperatura de entrada al intercambiador de calor (T_{coic})
- Temperatura de salida del intercambiador de calor (T_{ciic})
- Temperatura de entrada al tanque (T_{ici})
- Temperatura de salida del tanque (T_{ico})
- Temperatura de consumo (T_{cons})
- Temperatura media del tanque (T_t)
- Área de colectores solares (A_c)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.2. ECUACIONES DEL SISTEMA:

7.2.1. BALANCE ENERGÉTICO EN EL COLECTOR SOLAR:

Aplicando el Primer Principio de la Termodinámica y considerando que se trata de un sistema estacionario, obtenemos lo siguiente:

$$\frac{dE}{dt} = 0 \text{ Sistema Estacionario}$$

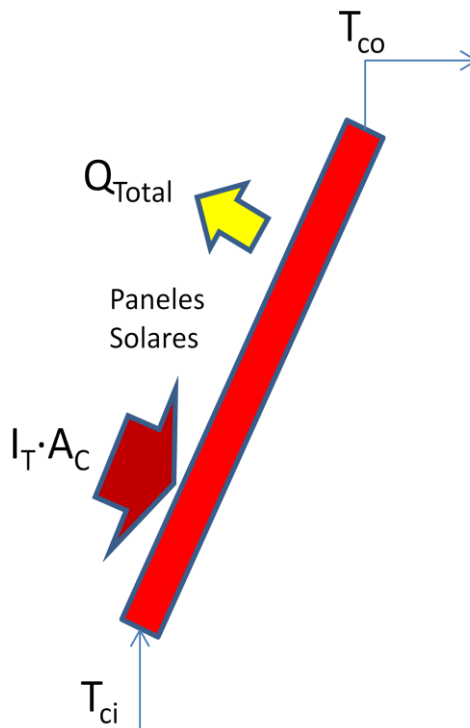


Figura 32. Esquema del Colector Solar.

$$\frac{dE_c}{dt} = I_T \cdot A_C \cdot a_0 - Q_{total} - m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = I_T \cdot A_C \cdot a_0 - N_C \cdot Q_{total} \quad [1]$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Donde:

- I_T : Radiación Solar global diaria anual sobre superficie inclinada 40° (W/m^2)
- a_0 : Rendimiento óptico del colector solar
- N_C : Número de colectores solares
- Q_{total} : Pérdidas de energía en el colector solar (W)

7.2.2. BALANCE DE ENERGÍA EN LOS TRAMOS DE TUBERÍAS:

Aplicando el Primer Principio de la Termodinámica y considerando que se trata de un sistema estacionario, obtenemos lo siguiente:

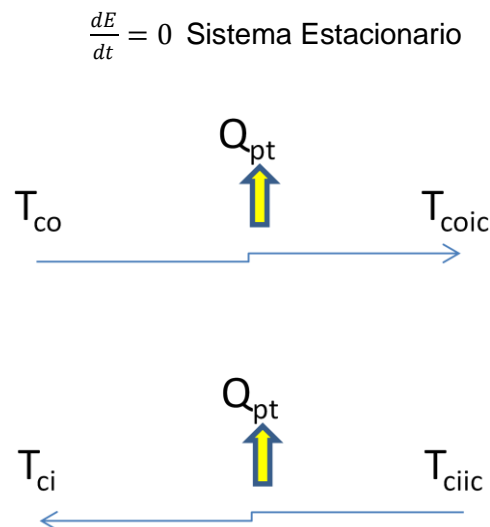


Figura 33. Esquema del Tramo de Tuberías.

Definimos la ecuación de balance energético en el tramo tuberías de salida de los colectores solares:

$$\frac{dE_{to}}{dt} = m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{coic}) - Q_{pt}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{coic}) = \frac{\left(\frac{T_{coic} - T_{co}}{2}\right) - T_o}{R_{tt}} \quad [2]$$

Definimos la ecuación de balance energético en el tramo tuberías de entrada a los colectores solares:

$$\frac{dE_{ti}}{dt} = m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{ciic} - T_{ci}) - Q_{pt}$$

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{ciic} - T_{ci}) = \frac{\left(\frac{T_{ciic} - T_{ci}}{2}\right) - T_o}{R_{tt}} \quad [3]$$

Donde:

- Q_{pt} : Pérdidas de energía en el tramo de tuberías (W)
- R_{tt} : Resistencia térmica total del tramo de tuberías (K/W). Se calcularán más adelante.

7.2.3. BALANCE ENERGÉTICO EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR:

Aplicando el Primer Principio de la Termodinámica y considerando que se trata de un sistema estacionario, obtenemos lo siguiente:

$$\frac{dE}{dt} = 0 \text{ Sistema Estacionario}$$

$$\frac{dE_i}{dt} = m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{coic} - T_{ciic}) - m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})$$

La ecuación que define el balance energético queda definida de la siguiente manera:

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{coic} - T_{ciic}) = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) \quad [4]$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

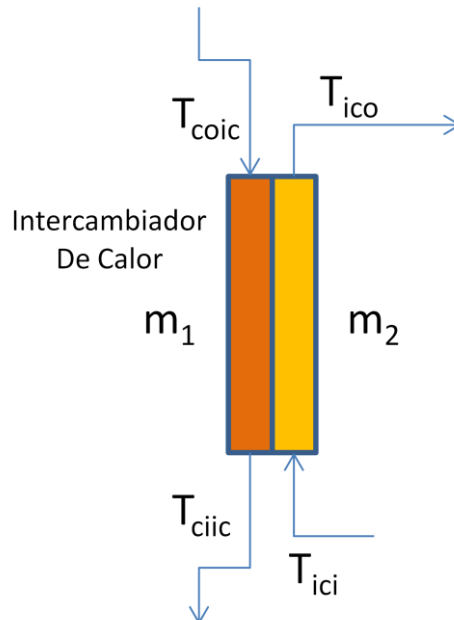


Figura 34. Esquema del Intercambiador de calor.

7.2.4. EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR:

La eficiencia del intercambiador de calor mide la transferencia de calor del intercambiador frente a la transferencia de calor ideal, se estimará un valor típico de 0,7 y la ecuación que define dicha eficiencia quedará como:

$$\epsilon_{ic} = \frac{m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} \cdot (T_{coic} - T_{ici})} \quad [5]$$

Donde $C_{min} = \min(m_1 \cdot C_{p1}, m_2 \cdot C_{p2})$

7.2.5. CONTRIBUCIÓN SOLAR MÍNIMA:

La contribución solar mínima anual es la fracción entre los valores anuales de la energía solar aportada exigida y la demanda energética anual, obtenidos a partir de los valores mensuales.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

La fracción solar mínima anual la define o bien el Código Técnico de la Edificación en función de la zona climática o la Ordenanza de la ciudad en cuestión. Este apartado viene explicado anteriormente en el capítulo 3.

La temperatura de suministro al consumo, igual a 60°C, también viene fijada por el CTE con el fin de evitar legionelosis.

Por lo tanto, la ecuación que define la fracción solar es la siguiente:

$$f = \frac{m_{\text{cons}} \cdot C_{p\text{cons}} \cdot (T_{\text{cons}} - T_{\text{red}})}{m_{\text{cons}} \cdot C_{p\text{cons}} \cdot (T_{\text{sum}} - T_{\text{red}})}$$

$$f = \frac{(T_{\text{cons}} - T_{\text{red}})}{(T_{\text{sum}} - T_{\text{red}})} \quad [6]$$

7.2.6. BALANCE ENERGÉTICO EN EL ACUMULADOR:

Al igual que en el resto de elementos, consideramos estado estacionario, por lo que la ecuación del balance energético queda de la siguiente manera:

$$\frac{dE}{dt} = 0 \quad \text{Sistema Estacionario}$$

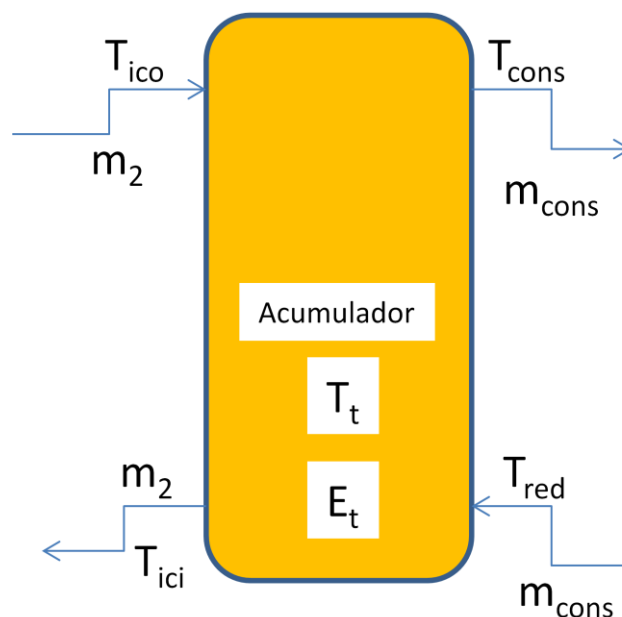


Figura 35. Esquema del Tanque Acumulador.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

$$\frac{dE_a}{dt} = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) - m_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{cons} - T_{red})$$

$$m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = m_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{cons} - T_{red}) \quad [7]$$

7.2.7. GRADO DE ESTRATIFICACIÓN DEL ACUMULADOR:

El fenómeno de estratificación del tanque acumulador consiste en la diferencia de densidades y temperaturas de los niveles de agua que tienen lugar en su interior.

El rendimiento de la instalación solar depende del grado de estratificación del tanque. Cuanto mayor sea el grado de estratificación, menor será la temperatura del fluido en la entrada del colector solar, por lo que el rendimiento de la instalación aumenta.

El grado de estratificación depende del diseño del tanque y la disposición de los mismos. Como medidas básicas se deben adoptar las siguientes: utilización de depósitos verticales y conexión en serie de las baterías de depósitos.

Si aplicamos el balance de energía en un depósito completamente mezclado en estado estacionario, obtenemos lo siguiente:

$$m_2 \cdot C_{p2} \cdot T_{ico} + m_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot T_{red} = (m_2 + m_{cons}) \cdot C_{pcons} \cdot T_t$$

$$T_t = \frac{m_2 \cdot T_{ico} + m_{cons} \cdot T_{red}}{(m_2 + m_{cons})} \quad [8]$$

Definimos el grado de estratificación con la siguiente ecuación:

$$E_t = \frac{(T_{cons} - T_t)}{(T_{ico} - T_t)} ; \quad 0 \leq E_t \leq 1 \quad [9]$$

Siendo $E_t = 0$; Caso completamente mezclado $\rightarrow T_{cons} = T_t$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.2.8. RESUMEN DE ECUACIONES:

A continuación resumimos todas las ecuaciones del sistema:

Balance en el colector solar

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = I_T \cdot A_C \cdot a_0 - N_C \cdot Q_{total} \quad [1]$$

Balance en tramo de salida del colector

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{coic}) = \frac{\left(\frac{T_{coic} - T_{co}}{2}\right) - T_o}{R_{tt}} \quad [2]$$

Balance en tramo de entrada al colector

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{ciic} - T_{ci}) = \frac{\left(\frac{T_{ciic} - T_{ci}}{2}\right) - T_o}{R_{tt}} \quad [3]$$

Balance en el intercambiador de calor

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{coic} - T_{ciic}) = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) \quad [4]$$

Eficiencia del intercambiador de calor

$$\epsilon_{ic} = \frac{m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} \cdot (T_{coic} - T_{ici})} \quad [5]$$

Contribución solar mínima

$$f = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})} \quad [6]$$

Balance en el tanque acumulador

$$m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = m_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{cons} - T_{red}) \quad [7]$$

Temperatura media del acumulador

$$T_t = \frac{m_2 \cdot T_{ico} + m_{cons} \cdot T_{red}}{(m_2 + m_{cons})} \quad [8]$$

Grado de estratificación del tanque

$$E_t = \frac{(T_{cons} - T_t)}{(T_{ico} - T_t)} \quad [9]$$

Figura 36. Resumen de ecuaciones del Sistema.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.3. VALOR DE LOS PARÁMETROS:

Para resolver el sistema de ecuaciones y obtener el área de captación de colectores solares, obtendremos los valores iniciales a partir de valores medios anuales. Posteriormente para calcular la fracción solar se realizará un cálculo mes a mes con valores medios mensuales.

En este primer cálculo no se tendrán en cuenta las pérdidas de energía en los tramos de tuberías de salida y entrada a los colectores, por lo tanto, resolveremos un sistema de 7 ecuaciones y 7 incógnitas.

Como valores iniciales tomaremos:

- Media anual del Caudal de Consumo, calculado en el Capítulo 3, obtenido teniendo en cuenta la demanda diaria y la media anual del número medio mensual de horas de sol diaria.
- Necesitamos hacer una primera aproximación del área de captación para posteriormente calcular el gasto másico primario y secundario. Con ella también obtenemos un número aproximado de número de paneles, con el fin de incluirlo en las pérdidas de energía a través de los colectores.

$$A_c = 0,5 \cdot N^{\circ} \text{personas} = 9,5 \text{m}^2 \rightarrow N_c = 4 \text{ paneles}$$

- El gasto másico que circula por el circuito primario y secundario lo calculamos observando la especificación del fabricante de los colectores solares. Estos caudales son iguales puesto que el intercambiador ha sido diseñado para que sea simétrico. Caudal recomendado por el fabricante: 45 l/h·m²:

$$m_1 = \rho_1 \cdot A_c \cdot Q_{\text{fluido}}$$

$$m_1 = m_2 = 0,119 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- El valor medio anual de la radiación solar recibida sobre superficie inclinada 40° para un azimut de 0° en Barcelona, fue calculado en el capítulo 3.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.3.1. RESUMEN DE PARÁMETROS CONOCIDOS:

En la siguiente tabla se detallan los valores de aquellos parámetros conocidos:

PARÁMETRO	VALOR
Radiación incidente sobre superficie inclinada (I_T)	551,10 W/m ²
Rendimiento óptico del colector solar (a_0)	0,808
Eficiencia del Intercambiador (ϵ_{ic})	0,7
Temperatura media de la red (T_{red})	289,18K
Temperatura media exterior (T_0)	289,5K
Temperatura de Suministro (T_{sum})	333K
Densidad de los fluidos (ρ_1, ρ_2)	995 kg/m ³ 1000kg/m ³
Calor específico de los fluidos (C_{p1}, C_{p2})	3980 J/kgK 4187 J/kgK
Fracción Solar mínima (f)	0,6
Grado de estratificación del tanque (E_T)	0,25
Caudal de consumo (m_{cons})	0,0138 kg/s

Tabla 37. Resumen de los valores de los parámetros conocidos.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.4. RESOLUCIÓN DEL ÁREA DE CAPTADORES:

Para la resolución del área de captadores tendremos en cuenta valores medios anuales, pero sin embargo no se incluirán las pérdidas de energía en los tramos de tuberías, quedándonos un sistema de 7 ecuaciones y 7 incógnitas. Por lo tanto, las ecuaciones (2) y (3) desaparecen de nuestro sistema de ecuaciones quedando las siguientes incógnitas como sigue:

$T_{ciic} = T_{ci} \rightarrow$ Temperatura de salida de los colectores y entrada al intercambiador de calor.

$T_{coic} = T_{co} \rightarrow$ Temperatura de entrada a los colectores y salida del intercambiador de calor.

7.4.1. CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE CONSUMO:

Puesto que imponemos una fracción solar mínima de 0,6, podemos calcular la temperatura de consumo a partir de la ecuación (6).

$$f = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})} \quad [6]$$

$$T_{cons} = T_{red} + f \cdot (T_{sum} - T_{red})$$

$$T_{cons} = 289,18 + 0,6 \cdot (333 - 289,18)$$

$$T_{cons} = 315,50K$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.4.2. CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL AGUA DE SALIDA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR:

De las ecuaciones (8) y (9) obtenemos el valor de la temperatura del agua a la salida del intercambiador de calor.

$$T_t = \frac{m_2 \cdot T_{ico} + m_{cons} \cdot T_{red}}{(m_2 + m_{cons})} \quad [8]$$

$$E_t = \frac{(T_{cons} - T_t)}{(T_{ico} - T_t)} \quad [9]$$

$$T_{ico} = \frac{\frac{T_{cons}}{(E_t - 1)} + \frac{m_{cons} \cdot T_{red}}{(m_2 + m_{cons})}}{\frac{E_t}{E_t - 1} - \frac{m_2}{m_2 + m_{cons}}}$$

$$T_{ico} = \frac{\frac{315,5}{(0,25 - 1)} + \frac{0,0138 \cdot 289,18}{(0,119 + 0,0138)}}{\frac{0,25}{0,25 - 1} - \frac{0,119}{0,119 + 0,0138}}$$

$$T_{ico} = 317,76K$$

7.4.3. CÁLCULO DE LA TEMPERATURA MEDIA DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO:

De la ecuación (9) obtenemos el valor de la temperatura media del agua contenida en el tanque acumulador.

$$E_t = \frac{(T_{cons} - T_t)}{(T_{ico} - T_t)} \quad [9]$$

$$T_t = \frac{T_{cons} - E_t \cdot T_{ico}}{1 - E_t}$$

$$T_t = \frac{315,5 - 0,25 \cdot 317,76}{1 - 0,25}$$

$$T_t = 314,75K$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.4.4. CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL AGUA DE ENTRADA DEL INTERCABIADOR DE CALOR:

Del balance de energía en el acumulador, ecuación (7), obtenemos el valor de la temperatura del agua que entra en el intercambiador de calor.

$$m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = m_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{cons} - T_{red}) \quad [7]$$

$$T_{ici} = T_{ico} - \frac{m_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{cons} - T_{red})}{m_2 \cdot C_{p2}}$$

$$T_{ici} = 317,76 - \frac{0,0138 \cdot (315,5 - 289,18)}{0,119}$$

$$T_{ici} = 314,71K$$

7.4.5. CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL COLECTOR SOLAR:

De la ecuación de la eficiencia del intercambiador de calor (5) obtenemos la temperatura del fluido e la entrada del colector solar. Donde C_{min} corresponde al valor mínimo del producto ($m_1 C_{p1}$, $m_2 C_{p2}$), como los gastos másicos son iguales tenemos que $C_{min}=C_{p1}$.

$$\varepsilon_{ic} = \frac{m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} \cdot (T_{coic} - T_{ici})} \quad [5]$$

$$T_{co} = T_{ici} + \frac{m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} \cdot \varepsilon_{ic}}$$

$$T_{co} = T_{ici} + \frac{m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} \cdot \varepsilon_{ic}}$$

$$T_{co} = 314,71 + \frac{0,119 \cdot 4187 \cdot (317,76 - 314,71)}{3582 \cdot 0,7}$$

$$T_{co} = 319,82K$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.4.6. CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE ENTRADA AL COLECTOR SOLAR:

Utilizando la ecuación (4), balance en el intercambiador de calor, obtendremos la temperatura del fluido a la entrada del colector solar.

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) \quad [4]$$

$$T_{ci} = T_{co} - \frac{m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{m_1 \cdot C_{p1}}$$

$$T_{ci} = 319,82 - \frac{4187 \cdot (317,76 - 314,71)}{3582}$$

$$T_{ci} = 316,25K$$

7.4.7. CÁLCULO DEL ÁREA DE CAPTACIÓN:

Con la ecuación (1) obtenemos el parámetro más importante de nuestra instalación.

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = I_T \cdot A_C \cdot a_0 - N_C \cdot Q_{total} \quad [1]$$

$$A_C = \frac{m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) + N_C \cdot Q_{total}}{I_T \cdot a_0}$$

$$A_C = \frac{0,119 \cdot 3582 \cdot (319,82 - 316,25) + 4 \cdot 292}{551 \cdot 0,808}$$

$$A_C = 6,04 \text{ m}^2$$

Mediante el área útil de captación del colector solar ($A_{utilcapt}=2,46 \text{ m}^2$) que hemos elegido para la instalación, calcularemos la cantidad de colectores necesarios y el área total de captación:

$$N_C = \frac{A_C}{A_{utilcapt}} = \frac{6,04}{2,46} = 2,45 \text{ colectores}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Por lo tanto, obtenemos los siguientes valores de área total y número de captadores:

$$N_C = 3 \text{ Colectores Solares}$$

$$A_C = 7,38 \text{ m}^2$$

7.4.8. RESUMEN INCÓGNITAS RESUELTAS:

A continuación se resumen las incógnitas resueltas en el sistema.

Número de colectores solares y Área total de captación

$$N_C = 3 \text{ Colectores Solares}$$

$$A_C = 7,38 \text{ m}^2$$

Temperatura de Consumo

$$T_{\text{cons}} = 315,50\text{K} (42,5^\circ\text{C})$$

Temperatura de salida del agua del intercambiador de calor

$$T_{\text{ico}} = 317,76\text{K} (44,76^\circ\text{C})$$

Temperatura media del tanque acumulador

$$T_t = 314,75\text{K} (41,75^\circ\text{C})$$

Temperatura de entrada del agua al intercambiador de calor

$$T_{\text{ici}} = 314,71\text{K} (41,71^\circ\text{C})$$

Temperatura de salida del colector solar

$$T_{\text{co}} = 319,82\text{K} (46,82^\circ\text{C})$$

Temperatura de entrada al colector solar

$$T_{\text{ci}} = 316,25\text{K} (43,25^\circ\text{C})$$

Figura 38. Resumen de las incógnitas resueltas.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.5. RESOLUCIÓN DE LA FRACCIÓN SOLAR MÍNIMA:

Una vez hemos calculado el área total de captación necesaria, pasamos a calcular la fracción solar mensual que se obtiene con dicha área. Para ello resolveremos el sistema de ecuaciones utilizando valores medios mensuales. Seguiremos sin tener cuenta las pérdidas de energía en los tramos de tuberías exteriores.

7.5.1. RESUMEN DE ECUACIONES DEL SISTEMA:

A continuación resumimos todas las ecuaciones del sistema:

Balance en el colector solar
$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = I_T \cdot A_C \cdot a_0 - N_C \cdot Q_{total} \quad [1]$
Balance en el intercambiador de calor
$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) \quad [2]$
Eficiencia del intercambiador de calor
$\varepsilon_{ic} = \frac{m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} \cdot (T_{co} - T_{ici})} \quad [3]$
Contribución solar mínima
$f = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})} \quad [4]$
Balance en el tanque acumulador
$m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = m_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{cons} - T_{red}) \quad [5]$
Temperatura media del acumulador
$T_t = \frac{m_2 \cdot T_{ico} + m_{cons} \cdot T_{red}}{(m_2 + m_{cons})} \quad [6]$
Grado de estratificación del tanque
$E_t = \frac{(T_{cons} - T_t)}{(T_{ico} - T_t)} \quad [7]$

Figura 39. Resumen de ecuaciones del Sistema.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.5.2. RESUMEN DE PARÁMETROS CONOCIDOS FIJOS:

Al igual que en la resolución anterior, los valores iniciales serán el área total de captadores y el valor del gasto másico del circuito primario y secundario. Estos últimos dependen del área de captadores, por lo tanto volvemos a calcularlo.

El gasto másico que circula por el circuito primario y secundario lo calculamos observando la especificación del fabricante de los colectores solares. Estos caudales son iguales puesto que el intercambiador ha sido diseñado para que sea simétrico. Caudal recomendado por el fabricante: 45 l/h·m²:

$$m_1 = \rho_1 \cdot A_c \cdot Q_{fluido}$$

$$m_1 = m_2 = 0,1 \frac{kg}{s}$$

A continuación la tabla nos muestra los valores de los parámetros que permanecen fijos todos los meses del año.

PARÁMETRO	VALOR
Rendimiento óptico del colector solar (a_0)	0,808
Eficiencia del Intercambiador (ϵ_{ic})	0,7
Temperatura de Suministro (T_{sum})	333K
Densidad de los fluidos (ρ_1, ρ_2)	995 kg/m ³ 1000kg/m ³
Calor específico de los fluidos (C_{p1}, C_{p2})	3980 J/kgK 4187 J/kgK
Grado de estratificación del tanque (E_T)	0,25
Gasto Másico Primario y Secundario ($m_1=m_2$)	0,1kg/s
Área total de captación (AC)	7,38 m ²

Tabla 40. Resumen de parámetros fijos del Sistema.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.5.3. RESUMEN DE LOS PARÁMETROS VARIABLES MES A MES:

La radiación solar sobre superficie inclinada, la temperatura media de la red, temperatura media exterior, las pérdidas de energía en los colectores solares y el caudal de consumo presentan valores variables mes a mes.

La temperatura media de la red y la temperatura media exterior se han obtenido de datos de la Ordenanza Municipal de Barcelona e Ministerio de Medio Ambiente, respectivamente.

El valor de la radiación sobre superficie inclinada y caudal de consumo mensual han sido calculados anteriormente en el capítulo 3. Las pérdidas de energía en el colector solar se han calculado en el capítulo 6.

La siguiente tabla muestra los valores mensuales de dichos parámetros:

Mes	I_T (W/m ²)	T_{red} (K)	T_o (K)	Q_{total} (W)	m_{cons} (kg/s)
Enero	432,50	283,27	282,5	288,710	0,0172
Febrero	516,25	283,72	283,3	279,717	0,0167
Marzo	553,33	285,39	285,3	302,495	0,0141
Abril	591,58	287,15	287,6	295,471	0,0141
Mayo	624,21	289,63	290,7	299,225	0,0135
Junio	634,74	292,39	294,5	292,723	0,0131
Julio	634,74	293,91	297,3	284,367	0,0117
Agosto	617,89	295,44	297,3	284,367	0,0102
Septiembre	597,78	294,53	294,9	293,161	0,0125
Octubre	506,67	292,07	290,6	288,354	0,0129
Noviembre	467,50	287,95	286,5	304,047	0,0157
Diciembre	436,00	284,70	283,30	289,729	0,0176

Tabla 41. Resumen de parámetros variables mensualmente del Sistema.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.5.4. RESOLUCIÓN DEL SISTEMA DE ECUACIONES MES A MES:

Los valores de las incógnitas mes a mes se muestran en la siguiente tabla:

Mes	T_{ici} (K)	T_{ico} (K)	T_{ci} (K)	T_{co} (K)	T_{cons} (K)	T_t (K)	f
Enero	305,9	310	307,95	312,74	307,05	306,1	0,478
Febrero	309,6	314,12	311,85	317,15	310,85	309,8	0,551
Marzo	324,33	330,04	327,2	333,87	325,9	324,52	0,851
Abril	330,15	336,46	333,31	340,68	331,89	330,37	0,976
Mayo	337,75	344,5	341,12	349,01	339,6	337,97	1,152
Junio	343,48	350,42	346,96	355,07	345,4	343,7	1,305
Julio	351,85	358,86	355,4	363,55	353,75	352,05	1,531
Agosto	359,92	366,68	363,31	371,21	361,74	360,1	1,765
Septiembre	344,09	350,5	347,3	354,8	345,84	344,3	1,334
Octubre	330,59	335,74	333,17	339,19	331,99	330,75	0,975
Noviembre	315,23	319,72	317,48	322,72	316,5	315,4	0,633
Diciembre	307	311,15	309,1	313,92	308,2	307,2	0,486
ANUAL							1,003

Tabla 42. Resumen de los valores obtenidos de las incógnitas del sistema.

Como es lógico, se puede observar como la fracción solar y las temperaturas son mayores en los meses de verano y menores en invierno. Aumentan en los meses de primavera y alcanzan el valor máximo en Agosto, para después llegar al mínimo en el mes de Diciembre.

Se puede observar como la fracción solar supera el 100% desde el mes de Junio hasta que en Octubre vuelve a tener un valor menor al 100%. Esto es debido a la mayor radiación solar que se recibe durante los meses de verano y a la disminución del consumo de ACS que demandan los usuarios.

La siguiente figura representa la fracción solar gráficamente cada mes del año.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

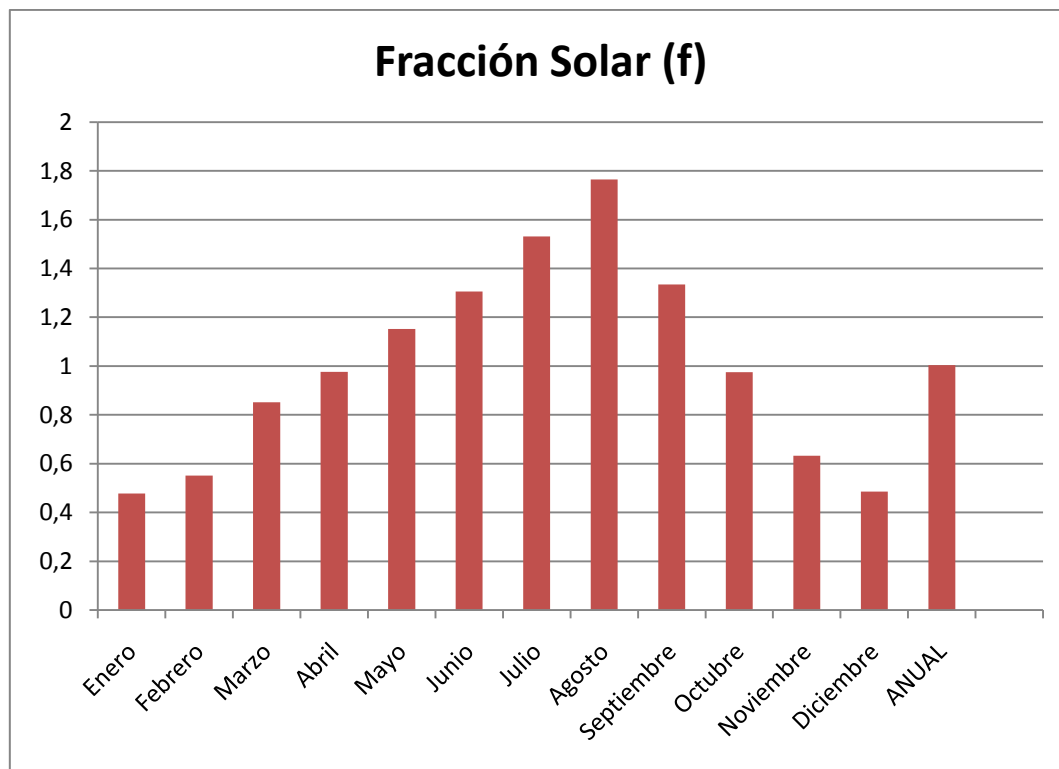


Figura 43. Fracción solar mensual (f).

Para que nuestra instalación cumpla la normativa vigente, debe cumplir entre otras condiciones, la siguiente que marca el Código Técnico de la Edificación: Con independencia del uso al que se destine la instalación, en el caso de que en algún mes del año la contribución solar real supere el 110% de la demanda energética o en más de tres meses seguidos el 100%, se adoptarán cualquiera de las siguientes medidas.

- Dotar a la instalación de la posibilidad de disipar dichos excedentes.
- Tapado parcial del campo de captadores.
- Vaciado parcial del campo de captadores.
- Desvío de los excedentes energéticos a otras aplicaciones existentes.

La última opción es muy interesante ya que permite aprovechar dicha energía sobrante para otras aplicaciones como por ejemplo, climatización del edificio mediante la instalación de una máquina de absorción. Pero esta opción no es objeto de nuestro proyecto.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Cabe destacar que para cumplir con el requisito anteriormente expuesto del Código Técnico de la Edificación, deberíamos disminuir el área de captadores con el fin de no superar 3 meses seguidos con más del 100% de fracción solar, pero de esta manera no cumpliríamos con la Ordenanza Municipal de Barcelona. Por consiguiente, cumpliremos con las condiciones de la Ordenanza Municipal de Barcelona pero adoptaremos las medidas correctoras que marca el Código Técnico de la Edificación con el fin de disipar el excedente de energía.

Por lo tanto, de las 4 medidas que expone el Código Técnico de la Edificación, optaremos por la primera puesto que es más sencilla y segura para el correcto funcionamiento y mantenimiento de la instalación. Un disipador de energía permite deshacerse del exceso de energía los meses en los que la cobertura solar es mayor al 100%, e incluso evita que la instalación sufra un sobrecalentamiento si se dieran las condiciones necesarias como por ejemplo, que en algún mes se recibiera una radiación solar mayor que la tenida en cuenta y el consumo de ACS se viera disminuido también.

Pero debemos tener en cuenta todas las pérdidas de energía que se producen en la instalación. Hasta ahora sólo hemos contabilizado las que tienen lugar en el colector. A continuación calcularemos las pérdidas de energía en los tramos de tubería exterior y volveremos a calcular la fracción solar mensual.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.6. RESOLUCIÓN DEL SISTEMA TENIENDO EN CUENTA PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN TUBERÍAS:

Se tendrán en cuenta las pérdidas de energía en los tramos de tuberías exteriores al edificio, concretamente las que pertenecen al circuito primario, que unen los colectores con el intercambiador de calor que está situado dentro del edificio.

Las tuberías que se instalarán serán de cobre y estarán dotadas de un recubrimiento aislante cuyo objetivo es protegerlas de la humedad, corrosión, temperaturas, viento y radiación solar.

7.6.1. CÁLCULO DE LAS RESISTENCIAS TÉRMICAS DE LAS TUBERÍAS:

La siguiente figura muestra el esquema de resistencias térmicas que encontramos en el tramo de tuberías a estudiar:



Figura 44. Esquema de Resistencias Térmicas en tubería con aislante.

7.6.1.1. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN DEL FLUIDO EN EL INTERIOR DE LAS TUBERÍAS:

Para el cálculo de esta resistencia tendremos en cuenta las siguientes expresiones:

$$R_{\text{conv int}} = \frac{1}{h_{\text{int}} \cdot A_{\text{int}}} \left(\frac{K}{W} \right)$$
$$h_{\text{int}} = \frac{Nu_{\text{int}} \cdot K}{D_{\text{int}}}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

$$Nu_{int} = 0,023 \cdot Re^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{0,4}$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{K}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot m_{refrig}}{\mu \cdot \pi \cdot D_{int}}$$

Donde:

- h_{int} : Coeficiente de convección interior ($W/m^2 \cdot K$)
- K : Conductividad térmica del fluido refrigerante ($W/m \cdot K$)
- Nu_{int} : Número de Nusselt para flujo interior en tubos
- Re : Número de Reynolds
- Pr : Número de Prandtl
- μ : Viscosidad Dinámica del fluido refrigerante ($Pa \cdot s$)
- C_p : Calor específico del fluido refrigerante ($J/kg \cdot K$)
- ρ : Densidad del fluido refrigerante (kg/m^3)
- m_{refrig} : Gasto másico del fluido refrigerante (kg/s)
- D_{int} : Diámetro interior del tubo de cobre (m)

Las propiedades del refrigerante son las siguientes:

$$\rho = 995 \frac{kg}{m^3} ; C_p = 3980 \frac{J}{kgK} ; \mu = 9 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s ; K = 0,53 \frac{W}{mK}$$

El valor del gasto másico de fluido refrigerante lo hemos obtenido en el anterior; por lo tanto:

$$m_{refrig} = 0,1 \frac{kg}{s}$$

El área de transferencia se tomará de la siguiente manera, teniendo en cuenta que el diámetro interior de la tubería es de $D_{int} = 10mm$ y la longitud total del tramo de tubería expuesto al ambiente es de $L_{int} = 10m$:

$$A_{int} = 2 \cdot \pi \cdot R_{int} \cdot L_{tubo} = 2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 10 = 0,314m^2$$

En la siguiente tabla tenemos el valor de la Resistencia térmica de convección interior:

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Re	Pr	Nu _{int}	h _{int}	R _{conv int} (K/W)
14,147	6,75	103,26	5473,1	5,82·10 ⁻⁴

Tabla 45. Resistencia Térmica de Convección del fluido en el interior de las tuberías (K/W)

7.6.1.2. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN DE LA TUBERÍA DE COBRE:

Utilizaremos la siguiente expresión para calcular la resistencia de conducción:

$$R_{\text{tubo}} = \frac{\ln \frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}}}{2\pi L \cdot K_{\text{cu}}} \left(\frac{K}{W} \right)$$

Donde:

- D_{ext} , D_{int} : Diámetro exterior e interior del tubo de cobre (m)
- K_{Cu} : Conductividad térmica del Cobre (W/m·K)
- L : Longitud total del tramo de tubería exterior(m)

Sustituyendo los valores obtenemos el valor de la resistencia constante durante todo el año:

$$R_{\text{tubo}} = \frac{\ln \frac{12 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{10 \cdot 10^{-3} \text{ m}}}{2\pi \cdot 10 \text{ m} \cdot 400 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} \left(\frac{K}{W} \right)$$

$$R_{\text{tubo}} = 7,25 \cdot 10^{-6} \text{ K/W}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.6.1.3. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONDUCCIÓN DEL AISLANTE:

Tendremos en cuenta que se usará un aislante de espesor $e=20\text{mm}$ y conductividad térmica $K_{\text{aislante}}=0,037 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Se utilizará la siguiente expresión:

$$R_{\text{aislante}} = \frac{\ln \frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}}}{2\pi L \cdot K_{\text{aislante}}} \left(\frac{\text{K}}{\text{W}} \right)$$

Donde:

- e : Espesor del aislante (m)
- $D_{\text{ext}}, D_{\text{int}}$: Diámetro exterior e interior del aislante (m)
- K_{aislante} : Conductividad térmica del aislante ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)
- L : Longitud total del tramo de tubería exterior(m)

Sustituyendo los valores obtenemos el valor de la resistencia constante durante todo el año:

$$R_{\text{tubo}} = \frac{\ln \frac{52 \cdot 10^{-3} \text{m}}{32 \cdot 10^{-3} \text{m}}}{2\pi \cdot 10 \text{ m} \cdot 0,037 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} \left(\frac{\text{K}}{\text{W}} \right)$$

$$R_{\text{aislante}} = 0,208 \text{ K/W}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.6.1.4. RESISTENCIA TÉRMICA DE CONVECCIÓN FORZADA EXTERIOR SOBRE EL AISLANTE:

Utilizaremos la siguiente expresión para calcular la resistencia:

$$R_{\text{convex}} = \frac{1}{h_{\text{ex}} \cdot A_{\text{aislante}}} \left(\frac{K}{W} \right)$$

$$h_{\text{ex}} = \frac{Nu_{\text{ex}} \cdot K}{L}$$

$$Nu_{\text{ex}} = C \cdot Re^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{K}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot (V_{\text{viento}}) \cdot D_{\text{ext}}}{\mu}$$

Donde:

- h_{ex} : Coeficiente de convección exterior ($W/m^2 \cdot K$)
- K : Conductividad térmica del aire ($W/m \cdot K$)
- Nu_{ex} : Número de Nusselt para flujo exterior en paralelo
- Re : Número de Reynolds
- Pr : Número de Prandtl
- μ : Viscosidad Dinámica del aire ($Pa \cdot s$)
- C_p : Calor específico del aire ($J/kg \cdot K$)
- ρ : Densidad del aire (kg/m^3)
- V_{viento} : Velocidad media mensual del viento (m/s)
- D_{ext} : Diámetro exterior del aislante (m).
- Los valores de C y m dependen del número de Reynolds y la geometría del tubo: Con geometría cilíndrica y $Re > 4000 \rightarrow C=0,193$ y $m=0,618$.

Las propiedades del aire a la temperatura media anual son las siguientes:

$$\rho = 1,2187 \frac{kg}{m^3} ; C_p = 1000 \frac{J}{kgK} ; \mu = 1,79 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s ; K = 25,4 \cdot 10^{-3} \frac{W}{mK}$$

El área de transferencia se tomará de la siguiente manera, teniendo en cuenta que el diámetro exterior del aislante es de $D_{\text{ext}}=52mm$ y la longitud total del tramo de tubería expuesto al ambiente es de $L_{\text{ext}}=5m$:

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

$$A_{\text{aislante}} = 2 \cdot \pi \cdot R_{\text{aislante}} \cdot L_{\text{tubo}} = 2 \cdot \pi \cdot 26 \cdot 10^{-3} \cdot 10 = 1,634 \text{m}^2$$

En la siguiente tabla tenemos los valores mensuales de la resistencia térmica de convección exterior:

Mes	Vv (m/s)	Re	Pr	Nussel	h_{ext} (W/m ² K)	$R_{\text{conv EXT}}$ (K/W)
Enero	4,16	14727,89	0,705	64,69	31,47	0,019
Febrero	3,89	13771,99	0,705	62,06	30,19	0,020
Marzo	4,44	15719,19	0,705	67,34	32,76	0,019
Abril	4,17	14763,29	0,705	64,78	31,52	0,019
Mayo	4,17	14763,29	0,705	64,78	31,52	0,019
Junio	3,89	13771,99	0,705	62,06	30,19	0,020
Julio	3,61	12780,69	0,705	59,26	28,83	0,021
Agosto	3,61	12780,69	0,705	59,26	28,83	0,021
Septiembre	3,89	13771,99	0,705	62,06	30,19	0,020
Octubre	3,89	13771,99	0,705	62,06	30,19	0,020
Noviembre	4,44	15719,19	0,705	67,34	32,76	0,019
Diciembre	4,16	14727,89	0,705	64,69	31,47	0,019

Tabla 46. Resistencia Térmica de Convección Forzada Exterior sobre el aislante (K/W)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.6.1.5. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA TOTAL EN EL TRAMO DE TUBERÍA:

La resistencia total en el tramo corresponde a la suma de todas las resistencias anteriormente calculadas:

$$R_{tt} = R_{\text{conv int}} + R_{\text{tubo}} + R_{\text{aislante}} + R_{\text{conv ext}} \quad (W)$$

En la siguiente tabla tenemos los valores mensuales de la resistencia térmica total:

Mes	$R_{\text{conv int}}$ (K/W)	R_{tubo} (K/W)	R_{aislante} (K/W)	$R_{\text{conv ext}}$ (K/W)	R_{tt} (K/W)
Enero	0,000582	0,00000725	0,208	0,019	0,228
Febrero				0,020	0,229
Marzo				0,019	0,228
Abril				0,019	0,228
Mayo				0,019	0,228
Junio				0,020	0,229
Julio				0,021	0,230
Agosto				0,021	0,230
Septiembre				0,020	0,229
Octubre				0,020	0,229
Noviembre				0,019	0,228
Diciembre				0,019	0,228

Tabla 47. Resistencia Térmica total del tramo de tuberías (K/W)

7.6.2. RESUMEN DE LAS ECUACIONES:

En esta simulación tendremos en cuenta las pérdidas de energía que se producen en los tramos de tuberías que se encuentran en el exterior del edificio. Para ello el sistema de ecuaciones será el que se detalló al principio de este capítulo.

A continuación resumimos las ecuaciones del sistema que intervienen en la simulación:

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Balance en el colector solar

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = I_T \cdot A_C \cdot a_0 - N_C \cdot Q_{total} \quad [1]$$

Balance en tramo de salida del colector

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{coic}) = \frac{\left(\frac{T_{coic} - T_{co}}{2}\right) - T_o}{R_{tt}} \quad [2]$$

Balance en tramo de entrada al colector

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{ciic} - T_{ci}) = \frac{\left(\frac{T_{ciic} - T_{ci}}{2}\right) - T_o}{R_{tt}} \quad [3]$$

Balance en el intercambiador de calor

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{coic} - T_{ciic}) = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) \quad [4]$$

Eficiencia del intercambiador de calor

$$\varepsilon_{ic} = \frac{m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} \cdot (T_{coic} - T_{ici})} \quad [5]$$

Contribución solar mínima

$$f = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})} \quad [6]$$

Balance en el tanque acumulador

$$m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = m_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{cons} - T_{red}) \quad [7]$$

Temperatura media del acumulador

$$T_t = \frac{m_2 \cdot T_{ico} + m_{cons} \cdot T_{red}}{(m_2 + m_{cons})} \quad [8]$$

Grado de estratificación del tanque

$$E_t = \frac{(T_{cons} - T_t)}{(T_{ico} - T_t)} \quad [9]$$

Figura 48. Resumen de ecuaciones del Sistema.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.6.3. RESUMEN DE PARÁMETROS CONOCIDOS FIJOS:

Al igual que en la resolución anterior, los valores iniciales serán el área total de captadores y el valor del gasto másico del circuito primario y secundario. Estos últimos dependen del área de captadores.

El gasto másico que circula por el circuito primario y secundario lo calculamos observando la especificación del fabricante de los colectores solares. Estos caudales son iguales puesto que el intercambiador ha sido diseñado para que sea simétrico. Caudal recomendado por el fabricante: 45 l/h·m²:

$$m_1 = \rho_1 \cdot A_c \cdot Q_{fluido}$$

$$m_1 = m_2 = 0,1 \frac{kg}{s}$$

A continuación la tabla nos muestra los valores de los parámetros que permanecen fijos todos los meses del año.

PARÁMETRO	VALOR
Rendimiento óptico del colector solar (a_0)	0,808
Eficiencia del Intercambiador (ϵ_{ic})	0,7
Temperatura de Suministro (T_{sum})	333K
Densidad de los fluidos (ρ_1, ρ_2)	995 kg/m ³ 1000kg/m ³
Calor específico de los fluidos (C_{p1}, C_{p2})	3980 J/kgK 4187 J/kgK
Grado de estratificación del tanque (E_T)	0,25
Gasto Másico Primario y Secundario ($m_1=m_2$)	0,1kg/s
Área total de captación (AC)	7,38 m ²

Tabla 49. Resumen de parámetros fijos del Sistema.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.6.4. RESUMEN DE LOS PARÁMETROS VARIABLES MES A MES:

La radiación solar sobre superficie inclinada, la temperatura media de la red, temperatura media exterior, las pérdidas de energía en los colectores solares, las pérdidas de energía a través de las tuberías exteriores y el caudal de consumo presentan valores variables mes a mes.

La siguiente tabla muestra los valores mensuales de dichos parámetros:

Mes	I_T (W/m ²)	T_{red} (K)	T_o (K)	Q_{total} (W)	m_{cons} (kg/s)	R_{tt} (K/W)
Enero	432,50	283,27	282,5	288,710	0,0172	0,228
Febrero	516,25	283,72	283,3	279,717	0,0167	0,229
Marzo	553,33	285,39	285,3	302,495	0,0141	0,228
Abril	591,58	287,15	287,6	295,471	0,0141	0,228
Mayo	624,21	289,63	290,7	299,225	0,0135	0,228
Junio	634,74	292,39	294,5	292,723	0,0131	0,229
Julio	634,74	293,91	297,3	284,367	0,0117	0,230
Agosto	617,89	295,44	297,3	284,367	0,0102	0,230
Septiembre	597,78	294,53	294,9	293,161	0,0125	0,229
Octubre	506,67	292,07	290,6	288,354	0,0129	0,229
Noviembre	467,50	287,95	286,5	304,047	0,0157	0,228
Diciembre	436,00	284,70	283,30	289,729	0,0176	0,228

Tabla 50. Resumen de parámetros variables mensualmente del Sistema.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

7.6.5. RESOLUCIÓN DEL SISTEMA DE ECUACIONES MES A MES:

Los valores de las incógnitas mes a mes se muestran en la siguiente tabla:

Mes	T_{ici} (K)	T_{ico} (K)	T_{ci} (K)	T_{co} (K)	T_{cons} (K)	T_t (K)	T_{coic} (K)	$T_{clíc}$ (K)	f
Enero	303,07	306,65	304,6	309,4	304,07	303,22	309,04	304,86	0,418
Febrero	306,33	310,3	308	313,31	307,44	306,49	312,94	308,31	0,481
Marzo	314,56	318,84	316,32	322,16	315,74	314,71	321,71	316,71	0,637
Abril	324,1	329,51	326,33	330,71	325,59	324,3	333,15	326,81	0,838
Mayo	330,81	336,57	333,18	341,07	332,4	331	340,45	333,7	0,986
Junio	336,1	342,04	338,54	346,65	337,73	336,3	346	339,1	1,116
Julio	342,9	348,83	345,29	353,47	344,51	343,08	352,8	345,87	1,295
Agosto	348,57	354,14	350,71	358,61	350,06	348,71	357,87	351,36	1,454
Septiembre	336,44	341,86	338,62	346,12	337,92	336,6	345,5	339,2	1,128
Octubre	324,55	328,9	326,3	332,3	325,7	324,7	331,8	326,73	0,823
Noviembre	311,5	315,4	313,12	318,35	312,6	311,65	317,96	313,44	0,547
Diciembre	304,2	307,82	305,74	310,58	305,23	304,36	310,24	306,02	0,425
ANUAL									0,846

Tabla 51. Resumen de los valores mensuales de las incógnitas del Sistema.

Podemos observar como hay una disminución de la fracción solar en todos los meses, aunque es más evidente en los meses de verano. Aunque tengan resistencias térmicas diferentes cada mes, son prácticamente muy similares, por lo tanto, dicha disminución es mayor en los meses de verano porque la diferencia térmica entre el ambiente y el fluido es mayor a pesar de que los valores del viento sean más bajos que el resto de meses.

A continuación la figura muestra las fracciones solares obtenidas teniendo en cuenta las pérdidas en los tramos de tuberías exteriores (color azul) y sin tener en cuenta dichas pérdidas (color rojo).

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

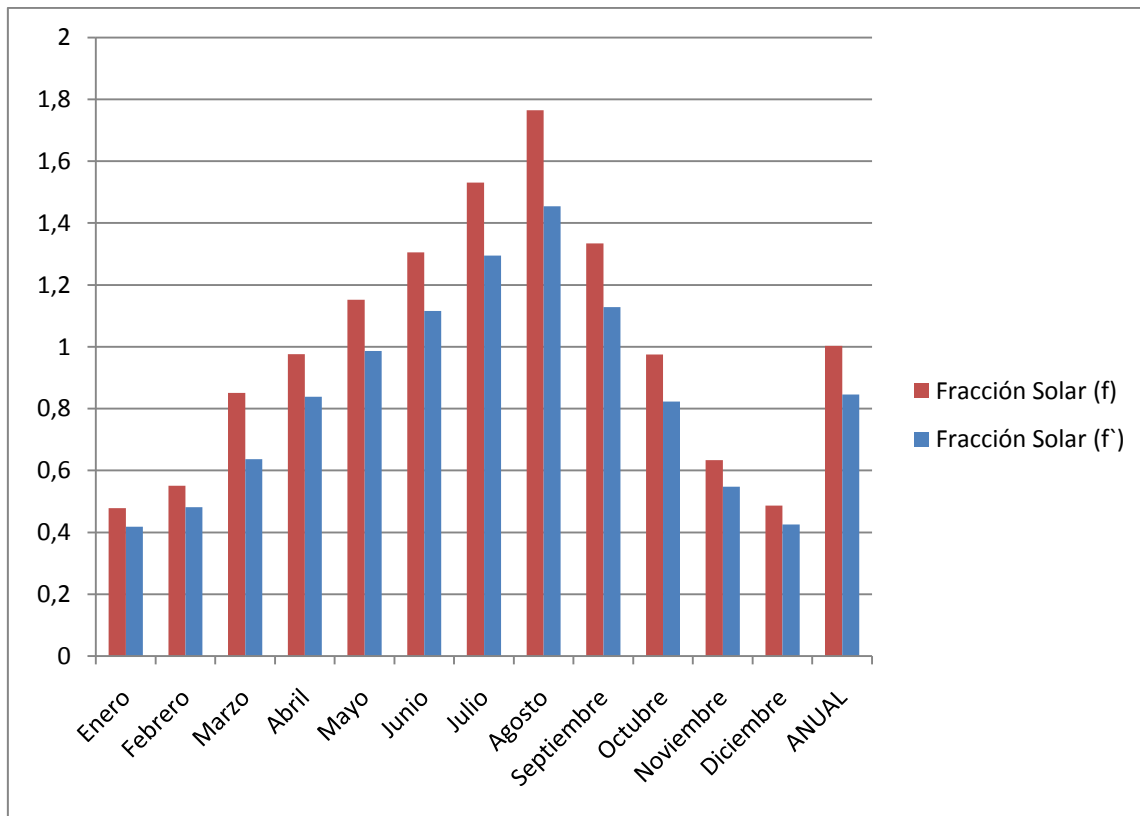


Figura 52. Comparación entre fracción solar mensual sin pérdidas (f) y con pérdidas en tuberías (f').

A pesar de las pérdidas energéticas, nuestra instalación sigue presentando una fracción solar mayor al 100% durante los cinco meses más calurosos del año: Mayo, Junio, Julio, Agosto y Septiembre.

Para cumplir con la normativa vigente del Código Técnico de la Edificación, no deberían ser más de 3 meses seguidos los que superen el 100% de fracción solar. Pero como destacamos en el capítulo 7, si se reduce el área de colectores como medida correctora, no cumpliríamos con la Ordenanza Municipal de Barcelona.

Por lo tanto, corregir adoptaremos una de las medidas que marca el Código Técnico de la Edificación para que disipe dicho exceso energético. Para ello instalaremos un dissipador de energía, cuya capacidad calcularemos a partir del mes que mayor fracción solar obtenemos, en este caso es el mes de Agosto.

Dicho dissipador tomará como referencia la temperatura de salida del colector solar con el fin de mantener la fracción solar los meses de Mayo, Junio, Julio, Agosto y Septiembre en torno al 100%.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

La siguiente tabla muestra los valores de fracción solar mensual y anual usando un disipador de energía:

Mes	f
Enero	0,418
Febrero	0,481
Marzo	0,637
Abril	0,838
Mayo	0,986
Junio	1
Julio	1
Agosto	1
Septiembre	1
Octubre	0,823
Noviembre	0,547
Diciembre	0,425
ANUAL	0,763

Tabla 53. Fracción Solar Mensual y Anual usando disipador.

Vemos que mediante el uso del disipador, la fracción solar anual se reduce hasta el 76%, pero sin embargo cumple los requisitos de la Ordenanza Municipal de Barcelona.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8. DIMENSIONADO DE LOS COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN SOLAR:

8.1. CIRCUITO PRIMARIO:

8.1.1. COLECTORES SOLARES:

Los colectores elegidos son de la marca Chromagen, modelo CR-12 S8.



Figura 54. Colector Solar plano Chromagen CR-12 S8.

El absorbedor de este colector solar consiste en aletas de cobre soldadas ultrasónicamente a conductos de cobre que proporcionan una óptima transferencia de calor entre aleta y conducto, lo que asegura una alta eficiencia.

El revestimiento del absorbedor consiste en electrodeposición de cromo negro, permitiendo una superficie de captación altamente eficiente.

El aislamiento del colector solar consiste en una capa de 25 mm de lana mineral para mantener el calor en el captador. Una lámina de aluminio adherida al aislamiento actúa como una barrera protectora también.

El captador solar contiene un panel único de vidrio solar de 3,2 mm de grosor diseñado para reducir la reflexión y templado para aumentar su resistencia y duración. Su bajo contenido en óxido de hierro (0.03%) permite una alta transmisión solar del 91%.

Bajo el vidrio se encuentra una red de conductos de cobre de 8 mm soldados a los conductos principales, permitiendo así una distribución óptima del flujo.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Este colector cuenta con las Certificaciones de Registro de Empresa, debido a que Chromagen cuenta con sistemas de calidad de fabricación que atienden las norma ISO 9001, 9806, 14001 y IQNET. Estando todos los productos de la marca ensayados y certificados por organismos competentes tanto a nivel nacional como internacional, incluyendo el KEYMARK europeo.

El resto de características técnicas del colector solar plano proporcionadas por el fabricante se pueden ver en el Anexo 3.

8.1.2. FLUIDO DE TRABAJO:

El fluido de trabajo elegido para el circuito primario será una mezcla de agua y anticongelante, en la proporción adecuada, como se ha expuesto en el Capítulo 5.

La razón de utilizar este tipo de fluido es debido a una serie de consideraciones que hay que tener en cuenta a la hora de diseñar una instalación de este tipo. Dichas consideraciones están relacionadas con la durabilidad, eficiencia, fiabilidad y conservación de la instalación; y están todas basadas en criterios incluidos en el Documento Técnico de las Instalaciones en la Edificación para Instalaciones Solares Térmicas para Producción de Agua Caliente Sanitaria DTIE 8.03.

El cálculo de la proporción de anticongelante necesaria está basado en la temperatura más baja que se haya registrado en la zona donde funcione la instalación. En nuestro caso, con el dato de la temperatura mínima alcanzada en Barcelona teniendo en cuenta un coeficiente de seguridad, se ha obtenido un valor de concentración del 23%.

El anticongelante elegido es Propilenglicol, debido a que no posee toxicidad a pesar de ser más costoso y tener peores propiedades térmicas que otros anticongelantes, como por ejemplo el etilenglicol.

La mezcla de agua y Propilenglicol al 23%, posee las siguientes propiedades:

$$\rho = 995 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} ; C_p = 3980 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} ; \mu = 9 \cdot 10^{-4} \text{Pa} \cdot \text{s} ; K = 0,53 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.1.3. TUBERÍAS:

Las tuberías permiten la unión entre los diferentes componentes de la instalación. Debido a los altos niveles de presión y altas temperaturas que se pueden alcanzar en una instalación solar, se utilizarán tuberías y conexiones metálicas tanto para el circuito primario como secundario.

El agua que procede de la red pública está saturada de oxígeno a su temperatura y a la presión atmosférica del lugar. Cuando el agua se calienta, el oxígeno queda disuelto en condiciones de sobresaturación y, por tanto, presenta una agresividad muy alta.

Según estudios, la corrosión del acero galvanizado crece con la temperatura lentamente hasta los 50°C, llegando a multiplicarse por más de 20 si se alcanzan los 60°C.

En consecuencia, es evidente que debe evitarse el empleo del acero galvanizado en los circuitos de agua caliente sanitaria, cualquiera que sea la temperatura que se alcance.

Para tuberías se pueden emplear materiales como el cobre o algunos plásticos (PVC).

Por tanto, se han elegido tuberías de cobre, Cu, con dimensiones normalizadas: diámetro exterior 12mm e interior 10mm (ver Anexo 3).



Figura 55. Tuberías de Cobre (Cu).

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.1.4. AISLANTE DE TUBERÍAS:

Debido a que hay tramos de tuberías que se encuentran en zonas exteriores expuestos a las inclemencias medioambientales, será necesaria la utilización de un aislante para disminuir las pérdidas de energía por viento y contacto con otros materiales, y además proporciona protección a dichos tramos.

El correcto aislamiento de las tuberías de agua caliente sanitaria ACS zonas interiores también es importante ya que evita pérdidas de energía por conducción debido al contacto con otros materiales de construcción.

El material elegido es un aislante térmico flexible para tuberías, depósitos y conducciones de aire, de espuma elastomérica a base de caucho sintético libre de halógenos, no contiene ni cloruro ni bromuro. El rango de temperaturas de utilización está entre -40 y 105°C . La conductividad térmica del material es de $0,037 \text{ W/mK}$. Frente a un posible incendio el material no propaga la llama además de generar muy poco humo. Tiene una buena resistencia a la difusión de vapor de agua. Es un elemento de baja toxicidad.

Se ha elegido Aislante K-Flex-ST de la marca Salvador Escoda, de espesor 20mm.



Figura 56. Aislante K-Flex-ST marca Salvador Escoda.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.1.5. INTERCAMBIADOR DE CALOR:

En las instalaciones solares se pueden emplear intercambiadores de calor para aislar e independizar el circuito primario, independizar el circuito de consumo y, en algunas configuraciones, realizar ambas funciones a la vez.

El empleo de un intercambiador de calor que separe el circuito primario del agua de consumo limita las deposiciones calcáreas en el circuito primario, especialmente en el sistema de captación, a la cantidad de cal contenida en el volumen que circula por este circuito.

Adicionalmente, la utilización de un intercambiador presenta la ventaja de disminuir los riesgos de corrosión en los circuitos cerrados ya que el contenido de oxígeno disuelto en el agua se encuentra limitado. Este oxígeno es uno de los principales responsables de la corrosión en el sistema de captación.

En particular, la separación del circuito primario permite utilizar mezclas anticongelante-agua como fluido de trabajo en el circuito primario evitando de esta manera que se congele dicho fluido.

La independencia del circuito de consumo evita la contaminación de éste debido al empleo de anticongelantes.

Los intercambiadores pueden encontrarse incorporados en el acumulador o ser externos al acumulador (independientes).

El uso de uno u otro tipo está condicionado fundamentalmente por razones técnico-económicas. Como regla general, a medida que aumenta el tamaño de una instalación solar se utilizan con mayor frecuencia los intercambiadores externos (normalmente de placas) ya que aumenta la relación eficiencia/coste de estos.

Para dimensionar el intercambiador de calor adecuado para nuestra instalación calcularemos los siguientes parámetros:

- Potencia del Intercambiador de Calor
- Diferencia de Temperaturas media logarítmica
- Coeficiente Global de transferencia de calor
- Área del Intercambiador (Número de placas)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.1.5.1. POTENCIA DEL INTERCAMBIADOR

El balance de energía en el intercambiador de calor nos dará la potencia del mismo:

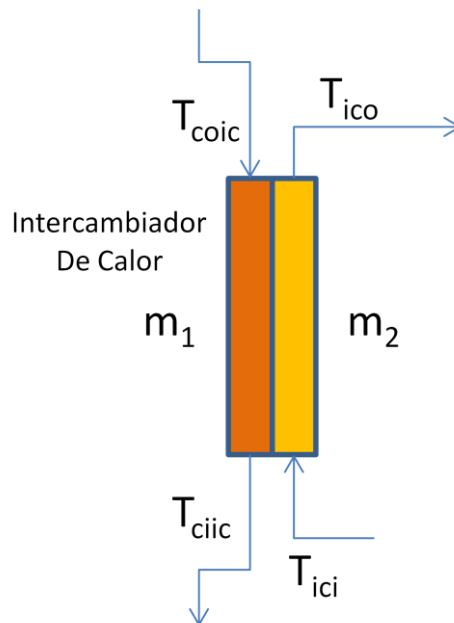


Figura 57. Esquema del Intercambiador de calor.

$$P_{\text{intercambiador}} = m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{\text{coic}} - T_{\text{ciic}}) = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{\text{ico}} - T_{\text{ici}})$$

Sustituyendo los valores conocidos y anteriormente calculados, obtenemos la potencia para un valor medio anual:

$$P_{\text{intercambiador}} = 0,1 \cdot 3980 \cdot (331,9 - 325,6) = 2507,4 \text{ W}$$

Según el Código Técnico de la Edificación, la potencia mínima del intercambiador de calor para las horas centrales del día con una radiación solar de 1000W/m² y un rendimiento en la conversión de la energía solar en calor útil del 50% es:

$$P_{\text{min interc}} \geq 500 \cdot A$$

Siendo A el área de captación solar útil:

$$P_{\text{min interc}} \geq 500 \cdot 7,38 = 3690 \text{ W}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

De los intercambiadores de calor disponibles en el mercado, elegimos el modelo CB14 de la marca Alfa Laval. Se trata de un intercambiador de placas termosoldadas con un solo paso y flujos en contracorriente, muy apropiado para trabajar con caudales bajos, como es nuestro caso. Las características técnicas del intercambiador de calor se pueden ver en el Anexo 3.

8.1.5.2. DIFERENCIA DE TEMPERATURAS MEDIA LOGARÍTMICA:

La expresión que define la diferencia de temperaturas media logarítmica es la siguiente:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{coic} - T_{ico}) - (T_{ciic} - T_{ici})}{\ln\left(\frac{T_{coic} - T_{ico}}{T_{ciic} - T_{ici}}\right)}$$

Sustituyendo los valores medios anuales obtenemos:

$$\Delta T_m = \frac{(331,6 - 328,4) - (326 - 323,6)}{\ln\left(\frac{331,6 - 328,4}{326 - 323,6}\right)}$$

$$\Delta T_m = 2,78 \text{ K}$$

8.1.5.3. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR:

La siguiente expresión define el coeficiente global de transferencia de calor:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{e}{K_{acero \text{ inox}}}$$

Antes será necesario calcular parámetros básicos a partir de los datos del modelo específico elegido anteriormente. También determinaremos el número de Reynolds y Nusselt.

A continuación tenemos una tabla con los valores de aquellos datos necesarios para calcular los parámetros básicos.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Volumen del Canal	$V_{\text{canal}}=0,02\text{l}$
Ancho del Intercambiador	$d=78\text{mm}$
Altura del Intercambiador	$c=208\text{mm}$
Espesor de la placa	$e=1\text{mm}$
Conductividad Acero Inox	$K_{\text{aceroinox}}=16,3\text{W/mK}$

Tabla 58. Datos Intercambiador de calor CB14.

La siguiente figura muestra los datos proporcionados por el fabricante del intercambiador de calor:

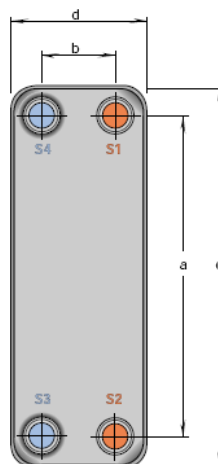


Figura 59. Datos Intercambiador de calor CB14.

- Área de un canal:

$$A_{\text{canal}} = d \cdot B \text{ m}^2$$

Siendo B la separación entre placas, la cual desconocemos. La calcularemos a partir del volumen de un canal del intercambiador:

$$V_{\text{canal}} = d \cdot B \cdot c \text{ m}^3$$

$$B = \frac{V_{\text{canal}}}{d \cdot c} = \frac{0,02 \cdot 10^{-3}}{78 \cdot 10^{-3} \cdot 208 \cdot 10^{-3}} = 1,23 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$A_{\text{canal}} = 78 \cdot 10^{-3} \cdot 1,23 \cdot 10^{-3} = 9,62 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

- Caudal por canal:

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

$$m_{canal} = \frac{m}{\frac{N-1}{2}}$$

Donde:

- m: caudal que circula por el circuito primario o secundario (kg/s)
- N: Número de placas. Se suponen 9 placas como primera estimación.

$$m_{canal} = \frac{0,1}{\frac{9-1}{2}} = 0,025 \text{ kg/s}$$

- Velocidad de los fluidos en el circuito primario y secundario:

$$v_1 = \frac{m_{canal}}{\rho_1 \cdot A_{canal}} = \frac{0,025}{995 \cdot 9,62 \cdot 10^{-5}} = 0,261 \text{ m/s}$$

$$v_2 = \frac{m_{canal}}{\rho_2 \cdot A_{canal}} = \frac{0,025}{1000 \cdot 9,62 \cdot 10^{-5}} = 0,259 \text{ m/s}$$

- Longitud Característica:

$$l_c = 2 \cdot B = 2,46 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

- Número de Reynolds:

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot l_c \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,261 \cdot 2,46 \cdot 10^{-3} \cdot 995}{9 \cdot 10^{-4}} = 709,83$$

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot l_c \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,259 \cdot 2,46 \cdot 10^{-3} \cdot 1000}{5 \cdot 10^{-4}} = 1274,28$$

- Número de Prandtl:

$$Pr_1 = \frac{\mu_1 \cdot Cp_1}{K_1} = \frac{9 \cdot 10^{-4} \cdot 3980}{0,53} = 6,758$$

$$Pr_2 = \frac{\mu_2 \cdot Cp_2}{K_2} = \frac{5 \cdot 10^{-4} \cdot 4187}{0,65} = 3,221$$

- Número de Nusselt:

$$Nu_1 = 0,4 \cdot Re_1^{0,64} \cdot Pr_1^{0,4} = 57,37$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

$$Nu_2 = 0,4 \cdot Re_2^{0,64} \cdot Pr_2^{0,4} = 57,37$$

- Coeficiente de Convección de Calor:

$$h_1 = \frac{Nu_1 \cdot K_1}{l_c} = 12360,2 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$h_2 = \frac{Nu_2 \cdot K_2}{l_c} = 16390 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Una vez calculados todos los parámetros necesarios, podemos calcular el Coeficiente Global de Transferencia de Calor del Intercambiador:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{e}{K_{acero \text{ inox}}}$$

$$U = 4919,63 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

8.1.5.4. ÁREA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR:

El área del intercambiador de calor se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$A = \frac{P_{\min}}{U \cdot \Delta T_m} = \frac{3690}{4919,63 \cdot 2,78} = 0,28 m^2$$

$$A = 0,28 m^2$$

El número total de placas se calcula a partir del área que acabamos de obtener:

$$A = (N - 2) \cdot A_{\text{placa}} = (N - 2) \cdot d \cdot c$$

$$N = \frac{A}{A_{\text{placa}}} + 2 = \frac{0,28}{78 \cdot 10^{-3} \cdot 208 \cdot 10^{-3}} + 2 = 19,25 \text{ placas}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

N = 20 placas

Una vez hemos calculado el número de placas del intercambiador, es necesario volver a calcular todos los parámetros básicos introduciendo el valor obtenido. En nuestro caso hemos iterado dos veces hasta que hemos conseguido obtener un número de placas que satisface el área requerida. La tabla siguiente muestra las iteraciones con los valores de los parámetros.

N _{entrada}	20	30	40
m _{canal} (kg/s)	0,01	0,007	0,005
V ₁ (m/s)	0,104	0,073	0,053
V ₂ (m/s)	0,104	0,073	0,053
Re ₁	282,8	198,5	144,1
Re ₂	511,7	359,2	260,8
Pr ₁	6,76		
Pr ₂	3,22		
Nu ₁	31,84	25,4	20,7
Nu ₂	34,6	27,6	22,5
h ₁ (W/m ² K)	6859,8	5472,3	4459,7
h ₂ (W/m ² K)	9142,3	7292,7	5945,1
U (W/m ² K)	3159,5	2623,2	2365,7
A (m ²)	0,435	0,506	0,56
N _{obtenida}	29	34	38

Tabla 60. Valores obtenidos de las Iteraciones.

Finalmente hemos elegido el Intercambiador de Placas **Alfa Laval CB14-40**, de 40 placas termosoldadas.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández



Figura 61. Intercambiador de Calor Alfa Laval, modelo CB14.

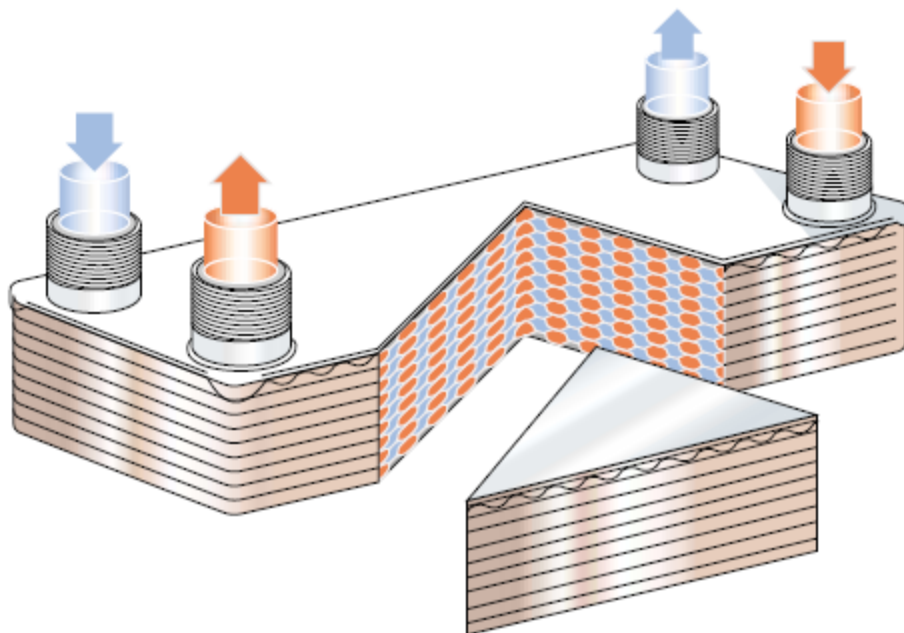


Figura 62. Sección de un Intercambiador de Calor Alfa Laval.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.1.6. DISIPADOR DE ENERGÍA:

En el capítulo anterior ya se vio que era necesaria la utilización de un disipador de energía para deshacernos de los excedentes de energía que se producen durante los meses de verano.

Para elegir el disipador adecuado necesitamos calcular el total de energía a disipar. Para ellos escogeremos el mes más caluroso y en el cual obtuvimos la fracción solar mayor, en nuestro caso se trata del mes de Agosto.

Utilizaremos el mismo sistema de ecuaciones del capítulo anterior donde calculábamos la fracción solar, pero en esta ocasión forzamos que la fracción solar sea 100% para calcular la energía a disipar.

A continuación resumimos las ecuaciones del sistema que intervienen en la simulación:

Balance en el colector solar

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = I_T \cdot A_C \cdot a_0 - N_C \cdot Q_{total} - Q_{disip} \quad [1]$$

Balance en tramo de salida del colector

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{coic}) = \frac{\left(\frac{T_{coic} - T_{co}}{2}\right) - T_o}{R_{tt}} \quad [2]$$

Balance en tramo de entrada al colector

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{ciic} - T_{ci}) = \frac{\left(\frac{T_{ciic} - T_{ci}}{2}\right) - T_o}{R_{tt}} \quad [3]$$

Balance en el intercambiador de calor

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{coic} - T_{ciic}) = m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) \quad [4]$$

Eficiencia del intercambiador de calor

$$\varepsilon_{ic} = \frac{m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} \cdot (T_{coic} - T_{ici})} \quad [5]$$

Contribución solar mínima

$$f = \frac{(T_{cons} - T_{red})}{(T_{sum} - T_{red})} \quad [6]$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Balance en el tanque acumulador

$$m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = m_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{cons} - T_{red}) \quad [7]$$

Temperatura media del acumulador

$$T_t = \frac{m_2 \cdot T_{ico} + m_{cons} \cdot T_{red}}{(m_2 + m_{cons})} \quad [8]$$

Grado de estratificación del tanque

$$E_t = \frac{(T_{cons} - T_t)}{(T_{ico} - T_t)} \quad [9]$$

Figura 63. Resumen de ecuaciones del Sistema.

A continuación la tabla nos muestra los valores de los parámetros que fijamos de los cuales conocemos sus datos.

PARÁMETRO	VALOR
Rendimiento óptico del colector solar (a_0)	0,808
Eficiencia del Intercambiador (ϵ_{ic})	0,7
Temperatura de Suministro (T_{sum})	333K
Densidad de los fluidos (ρ_1, ρ_2)	995 kg/m ³ 1000kg/m ³
Calor específico de los fluidos (C_{p1}, C_{p2})	3980 J/kgK 4187 J/kgK
Grado de estratificación del tanque (E_T)	0,25
Gasto Másico Primario y Secundario ($m_1=m_2$)	0,1kg/s
Área total de captación (AC)	7,38 m ²

Tabla 64. Resumen de parámetros fijos del Sistema.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

La siguiente tabla muestra los valores de los parámetros para el mes de Agosto:

Mes	I_T (W/m ²)	T_{red} (K)	T_o (K)	Q_{total} (W)	m_{cons} (kg/s)	R_{tt} (K/W)
Agosto	617,89	295,44	297,3	284,367	0,0102	0,230

Tabla 65. Resumen de parámetros variables del mes de Agosto.

La siguiente tabla muestra los valores de las incógnitas obtenidos tras resolver el sistema:

Mes	T_{ici} (K)	T_{ico} (K)	T_{ci} (K)	T_{co} (K)	T_{cons} (K)	T_t (K)	T_{coic} (K)	T_{ciic} (K)	Q_{disip} (W)
Agosto	331,9	335,8	333,5	338,8	333	332,1	338,4	333,9	963,1

Tabla 66. Resumen de los valores obtenidos de las incógnitas del Sistema.

Por lo tanto, escogemos un disipador de calor térmico por gravedad de la marca Escosol, modelo DISIP 2, que tiene una capacidad máxima de disipación de 1260 W.

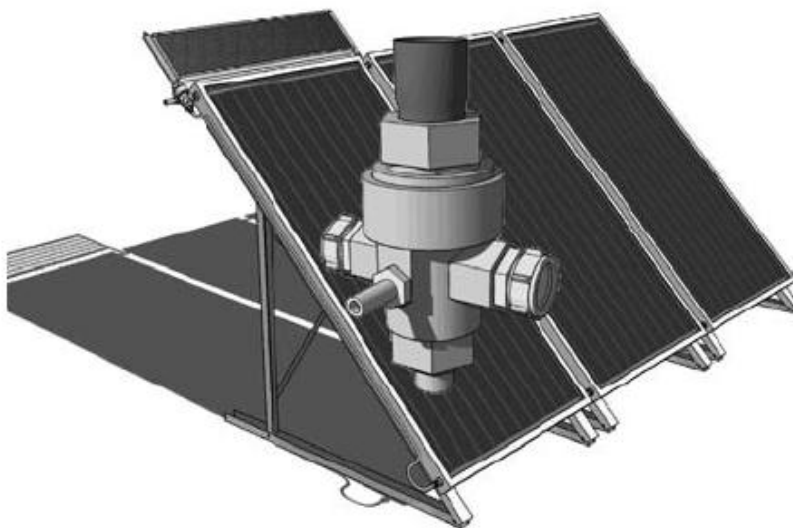


Figura 67. Disipador de Calor Térmico por gravedad Escosol DISIP2, instalado sobre batería de colectores solares. La imagen ilustra el manguito tipo T necesario para su instalación.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.1.7. BOMBA DE CIRCULACIÓN:

Se emplea una bomba de circulación para forzar la circulación del fluido contenido en el circuito a través de todos los componentes de la instalación.

En una instalación solar se pueden alcanzar temperaturas muy elevadas, por lo que, especialmente en el circuito primario, la bomba debe instalarse en la zona más fría (tubería de salida del intercambiador de calor y entrada a los colectores solares). Por otra parte, debido a la aleatoriedad de la radiación solar, las bombas pueden experimentar arranques y paradas frecuentes, por lo que han de estar preparadas para responder adecuadamente frente a estas situaciones.

Con el paso del tiempo, las tuberías sufren corrosión y experimentan la acumulación en determinadas zonas de impurezas, por lo que la pérdida de carga aumenta con el tiempo, por ello, la bomba que se escoja deberá estar un poco sobredimensionada.

La potencia de la bomba de circulación viene expresada en función del caudal y la pérdida de carga que tiene lugar a lo largo del circuito:

$$W = \Delta p \cdot Q \text{ [W]}$$

Donde:

- Q: Caudal que circula por el circuito (l/s)
- Δp : Diferencia de presión o Pérdida de carga en el circuito (Pa)

El caudal que circula por el circuito primario ya se calculó anteriormente siguiendo las recomendaciones del fabricante del colector solar:

$$Q = 45 \frac{\text{l}}{\text{h} \cdot \text{m}^2} = 45 \frac{\text{l}}{\text{h} \cdot \text{m}^2} \cdot 7,38 \text{ m}^2 \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} = 0,09225 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

8.1.7.1. PÉRDIDA DE CARGA EN LOS COLECTORES:

El fabricante de los paneles solares nos proporciona en su ficha técnica la pérdida de presión que sufre el fluido a lo largo del serpentín de la placa; a través de la siguiente fórmula:

$$\Delta p_{\text{colec}} = 2,24 \cdot q_i^2 + 3,72 \cdot q_i$$

Siendo:

Δp_{colec} : Caída de presión (mm.c.a)

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

q_i : Caudal que circula por la placa solar (l/min)

$$Q = 0,09225 \frac{l}{s} = 1,845 \frac{l}{min}$$

Sustituyendo los valores en la expresión del fabricante obtenemos la pérdida de carga que tiene lugar por captador:

$$\Delta p_{colec} = 14,5 \text{ mm. c. a/captador}$$

Por lo tanto al estar las placas conectadas en paralelo la pérdida de carga en las placas solares es la pérdida unitaria calculada:

$$\Delta p_{colec} = 14,5 \text{ mm. c. a}$$

$$\Delta p_{colec} = 145 \text{ Pa}$$

8.1.7.2. PÉRDIDA DE CARGA EN LAS TUBERÍAS:

Las pérdidas de carga por rugosidad en los tramos de tuberías son causadas por la fricción del fluido con las paredes de los conductos.

La figura 68 muestra las pérdidas de carga unitaria que se producen en tuberías de cobre dependiendo del caudal que por ellas circula y el tamaño de las mismas.

Entramos en la tabla con los siguientes valores:

$$Q = 0,09225 \frac{l}{s} \cdot 3600 \frac{s}{h} = 332,1 \frac{l}{h}$$

$$D_{int} = 10 \text{ mm}$$

Con el factor de fricción que obtenemos, calculamos la pérdida de carga a lo largo de todo el recorrido de tuberías con la siguiente expresión sabiendo que el tramo total tiene un total de 20 metros de longitud:

$$\Delta p_{tub} = f \cdot L = 170 \frac{\text{mm. c. a}}{m} \cdot 20 \text{ m} = 3400 \text{ mm. c. a}$$

$$\Delta p_{tub} = 34 \text{ kPa}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

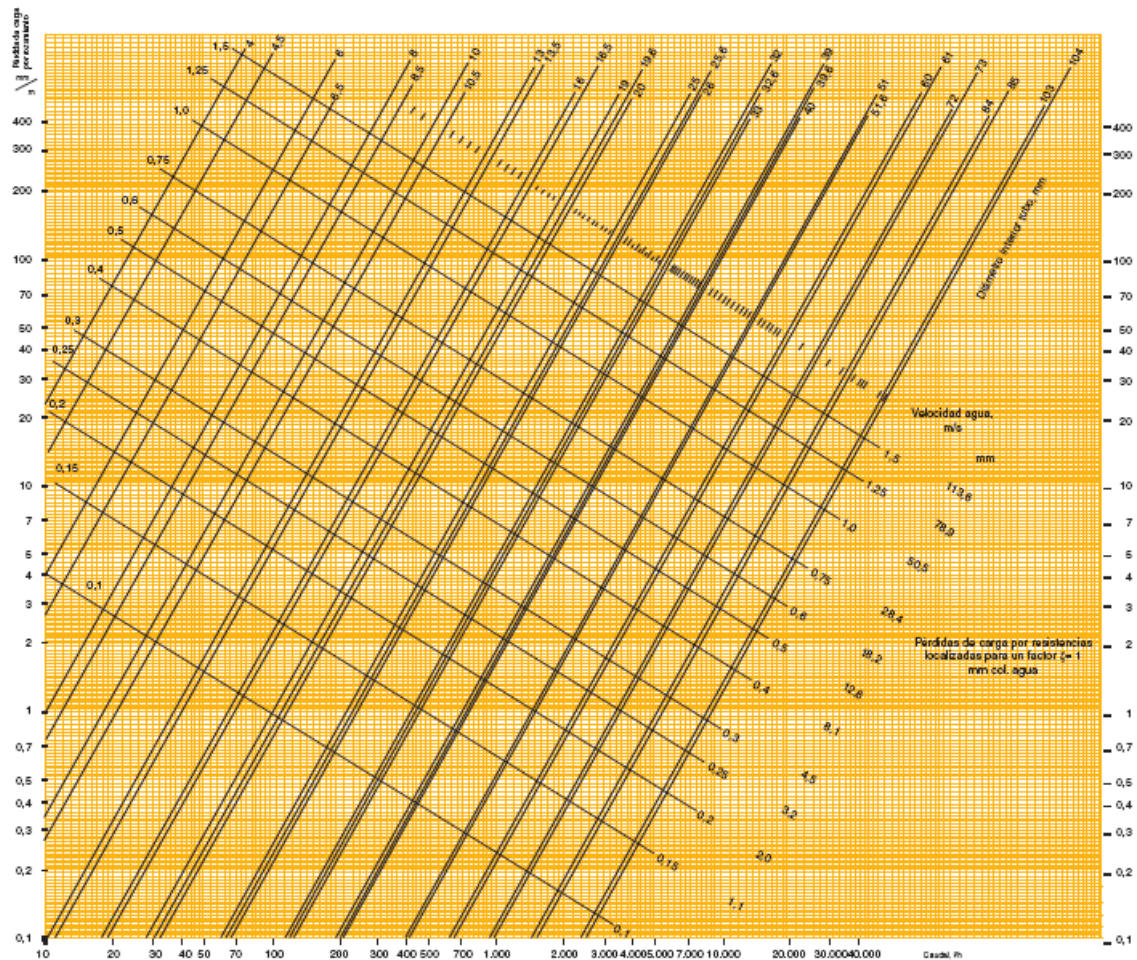


Figura 68. Pérdidas de Carga en tuberías de cobre (Centro Español de Información del Cobre, CEDIC).

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.1.7.3. PÉRDIDAS DE CARGA LOCALIZADAS:

Las pérdidas de carga localizadas son aquellas que tienen lugar en las distintas piezas de conexión de tuberías con distintos componentes u otro tramo de tubería, como por ejemplo codos, té, válvulas...

Las pérdidas de presión localizadas tienen un valor bastante menor que el de las pérdidas de carga continuas, despreciándose cuando supongan menos del 5% de las totales.

Las expresión que define esta pérdida de carga viene en función del coeficiente K adimensional, cuyo valor varía en función del tipo de accesorio.

$$\Delta p_{\text{accesorio}} = K \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

En nuestra instalación hemos contabilizado 10 codos a 90°, 4 válvulas esféricas y una "T", por lo tanto con los valores de K de la siguiente figura obtenemos el valor del factor K global de la instalación para el circuito primario:

$$K_{\text{global}} = 59$$

Accesorios	K	L/D
Válvula esférica (totalmente abierta)	10	350
Válvula en ángulo recto (totalmente abierta)	5	175
Válvula de seguridad (totalmente abierta)	2.5	-
Válvula de retención (totalmente abierta)	2	135
Válvula de compuerta (totalmente abierta)	0.2	13
Válvula de compuerta (abierta $\frac{3}{4}$)	1.15	35
Válvula de compuerta (abierta $\frac{1}{2}$)	5.6	160
Válvula de compuerta (abierta $\frac{1}{4}$)	24.0	900
Válvula de mariposa (totalmente abierta)	-	40
"T" por la salida lateral	1.80	67
Codo a 90° de radio corto (con bridas)	0.90	32
Codo a 90° de radio normal (con bridas)	0.75	27
Codo a 90° de radio grande (con bridas)	0.60	20
Codo a 45° de radio corto (con bridas)	0.45	-
Codo a 45° de radio normal (con bridas)	0.40	-
Codo a 45° de radio grande (con bridas)	0.35	-

Tabla 69. Factor K para accesorios.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\pi \cdot R_{\text{int}}^2} = \frac{0,09225 \frac{\text{l}}{\text{s}} \cdot \frac{1 \text{m}^3}{1000 \text{dm}^3}}{\pi \cdot 5 \cdot 10^{-3} \text{m}} = 1,174 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\Delta p_{\text{accesorio}} = 4,2 \text{Pa}$$

8.1.7.4. PÉRDIDA DE CARGA EN EL INTERCABIADOR:

La pérdida de carga en el intercambiador viene expresada mediante la siguiente fórmula:

$$\Delta p_{\text{intercamb}} = 2 \cdot f \cdot \frac{c}{l_c} \cdot \rho \cdot v^2$$

Donde:

- f : factor de fricción
- c : altura de la placa del intercambiador de calor
- l_c : longitud característica
- v : velocidad del fluido en el intercambiador de calor

El factor de fricción viene expresado en función del Número de Reynolds y unos parámetros C y m , cuyo valor depende el valor del Número de Reynolds.

$$f = C \cdot Re^m$$

$$101 < Re < 855 \rightarrow C = 1,141; m = -0,2$$

Todos los parámetros excepto factor de fricción han sido calculados en el capítulo del Cálculo de Intercambiador de Calor.

$$f = 1,141 \cdot 144,1^{-0,2} = 0,42$$

$$\Delta p_{\text{intercamb}} = 2 \cdot 0,42 \cdot \frac{208 \cdot 10^{-3}}{2,46 \cdot 10^{-3}} \cdot 995 \cdot 0,053^2$$

$$\Delta p_{\text{intercamb}} = 198,5 \text{Pa}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.1.7.5. PÉRDIDA DE CARGA EN EL DISIPADOR DE CALOR:

El fabricante nos proporciona la pérdida de presión que se produce en el disipador:

$$\Delta p_{\text{Disip}} = 3,5 \text{ kPa}$$

8.1.7.6. PÉRDIDA DE CARGA TOTAL:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{colec}} + \Delta p_{\text{tub}} + \Delta p_{\text{accesorio}} + \Delta p_{\text{int r camb}} + \Delta p_{\text{Disip}}$$

$$\Delta p = 42,04 \text{ kPa}$$

8.1.7.7. POTENCIA DE LA BOMBA:

La siguiente expresión define la potencia necesaria de la bomba de circulación:

$$W = \frac{m \cdot \Delta p}{\rho \cdot \eta}$$

Suponiendo un rendimiento de la Bomba del 60%, sustituimos los valores anteriormente calculados y obtenemos la potencia de la bomba.

$$W = \frac{0,1 \cdot 42,04 \cdot 10^3}{995 \cdot 0,6} = 7,6 \text{ W}$$

Elegimos la bomba marca Grundfos modelo CHV. Se trata de una bomba centrífuga multicelular.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández



Figura 70. Bomba de Circulación Grundfos, modelo CHV.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.1.8. VASO DE EXPANSIÓN:

El vaso de expansión consiste en un depósito cuyo cometido es de absorber las variaciones de volumen del fluido de trabajo que se producen a consecuencia de las variaciones de temperatura que se dan en el sistema.

Generalmente se sitúan en la zona de aspiración de la bomba de circulación. En instalaciones solares se utilizan vasos de expansión cerrados, por lo que el fluido no se encuentra en comunicación directa con el exterior. Cuando aumenta la presión en la instalación debido a la dilatación del fluido a causa del aumento de temperatura, el fluido sobrante entra en el vaso de expansión y empuja la membrana totalmente impermeable quitando espacio al gas y equilibrando la presión.

El volumen del vaso de expansión viene expresado mediante la siguiente fórmula:

$$V_{\text{vaso}} = V_{\text{circuito}} \cdot C_e \cdot C_p$$

Siendo:

- V_{circuito} : Volumen total del circuito (l). Se aplica un factor corrector para sobredimensionar el vaso.

$$V_{\text{circuito}} = 1,1 \cdot (V_{\text{colec}} + V_{\text{tub}} + V_{\text{intercamb}})$$

- C_e : Coeficiente de expansión o dilatación según la NORMA UNE100.155. Su valor depende del porcentaje de Propilenglicol en agua y las temperaturas alcanzadas en la instalación.

$$C_e = 0,08$$

- C_p : Coeficiente de presión. Donde P_f y P_i son las presiones inicial y final del vaso de expansión.

$$C_p = \frac{P_f}{P_f - P_i}$$

El volumen de los paneles y el intercambiador de calor nos lo facilita el fabricante en la ficha técnica:

$$V_{\text{colec}} = 1,7 \frac{\text{l}}{\text{colector}} \cdot 3 \text{ colectores} = 5,1\text{l}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

$$V_{\text{intercamb}} = 0,02 \frac{\text{l}}{\text{canal}} \cdot (40 - 1) \text{ canales} = 0,78 \text{l}$$

$$V_{\text{tub}} = L_{\text{tub}} \cdot A_{\text{tub}} = 20 \text{m} \cdot \pi \cdot (5 \cdot 10^{-3} \text{m})^2 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{m}^3 = 1,5 \text{l}$$

$$V_{\text{circuito}} = 1,1 \cdot (5,1 + 0,78 + 1,5) = 8,14 \text{l}$$

Finalmente calculamos el volumen del vaso de expansión:

$$V_{\text{vaso}} = 8,14 \cdot 0,08 \cdot \frac{8}{8 - 1,5} = 0,8 \text{l}$$

Por lo tanto, escogemos el vaso de expansión inmediatamente superior al volumen que hemos obtenido, que es el modelo 5 SMF de Salvador Escoda, con capacidad para 5 litros.



Figura 71. Vaso de Expansión 5 SMF.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.2. CIRCUITO SECUNDARIO:

8.2.1. TANQUE DE ALMACENAMIENTO SOLAR:

Una instalación solar térmica para producción de agua caliente sanitaria requiere de un sistema de acumulación de energía que permita acoplar en el tiempo la oferta de radiación solar y la demanda de agua caliente sanitaria, al no ser esta última simultánea con la generación.

La acumulación debe almacenar energía térmica con la mayor eficiencia posible; dentro del término eficiencia se engloban la calidad de la estratificación de temperaturas y las pérdidas térmicas.

Cuando un acumulador se encuentra estratificado, la temperatura del acumulador es función de su altura vertical, decreciendo la temperatura de la parte superior a la inferior.

La eficiencia de una instalación solar aumenta al hacerlo la estratificación de temperaturas alcanzada en el acumulador porque:

- Se retrasa la activación del sistema de apoyo al estar el agua caliente en la parte superior, que va primero hacia el consumo.
- Se aumenta el rendimiento de los colectores al llegarles el agua a una temperatura más baja, porque ésta está almacenada en la parte inferior del acumulador.

En aplicaciones de Agua Caliente Sanitaria, el Código Técnico de la Edificación, marca la siguiente relación entre el área total de captadores solares y el volumen del acumulador:

$$50 < \frac{V}{A} < 180$$

Donde:

- V: volumen del acumulador (l)
- A: área total de captadores (m²).

En nuestro caso A=7,38 m². Por lo tanto obtenemos lo siguiente:

$$369 < V < 1328$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

A tenor de los resultados obtenidos, y con el fin de asegurar una capacidad de acumulación igual a la demanda de ACS diaria de 418 l/día, hemos elegido el acumulador solar CV 500SR de la marca Idrogas. Se trata de un acumulador de 500 litros fabricado en acero vitrificado S/DIN 4753 y aislado térmicamente con espuma rígida de poliuretano inyectado en molde, libre de CFC.

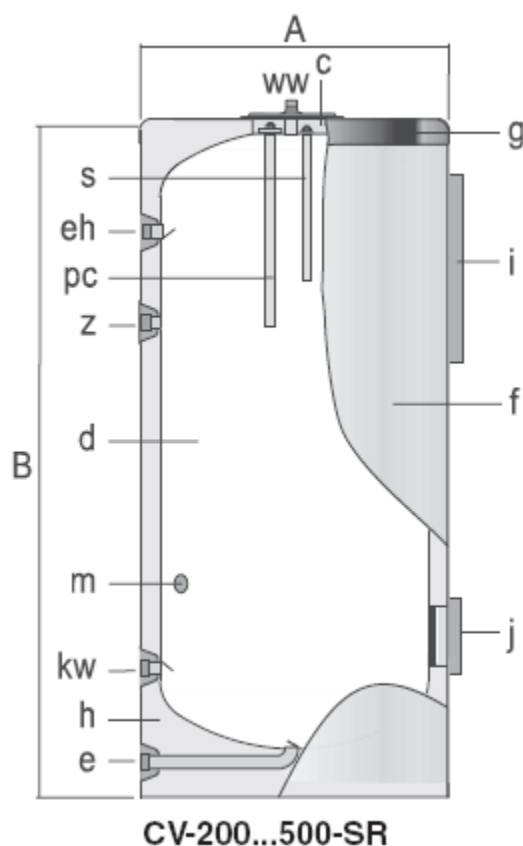


Figura 72. Acumulador Solar Idrogas CV 500SR.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.2.2. BOMBA DE CIRCULACIÓN:

La bomba de circulación en el circuito secundario se calculará de igual manera que en el circuito primario.

La potencia de la bomba de circulación viene expresada en función del caudal y la pérdida de carga que tiene lugar a lo largo del circuito:

$$W = \Delta p \cdot Q \text{ [W]}$$

Donde:

- Q: Caudal que circula por el circuito (l/s)
- Δp : Diferencia de presión o Pérdida de carga en el circuito (Pa)

El caudal que circula por el circuito secundario es igual al primario ya que impuso como condición, para que el intercambiador fuera simétrico. Dicho caudal se calculó anteriormente siguiendo las recomendaciones del fabricante del colector solar:

$$Q = 45 \frac{\text{l}}{\text{h} \cdot \text{m}^2} = 45 \frac{\text{l}}{\text{h} \cdot \text{m}^2} \cdot 7,38 \text{ m}^2 \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 0,09225 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

8.2.2.1. PÉRDIDA DE CARGA EN LAS TUBERÍAS:

Las pérdidas de carga por rugosidad en los tramos de tuberías son causadas por la fricción del fluido con las paredes de los conductos.

La figura 73 muestra las pérdidas de carga unitaria que se producen en tuberías de cobre dependiendo del caudal que por ellas circula y el tamaño de las mismas.

Entramos en la tabla con los siguientes valores:

$$Q = 0,09225 \frac{\text{l}}{\text{s}} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} = 332,1 \frac{\text{l}}{\text{h}}$$

$$D_{\text{int}} = 10 \text{ mm}$$

Con el factor de fricción que obtenemos, calculamos la pérdida de carga a lo largo de todo el recorrido de tuberías con la siguiente expresión sabiendo que el tramo total tiene un total de 4 metros de longitud:

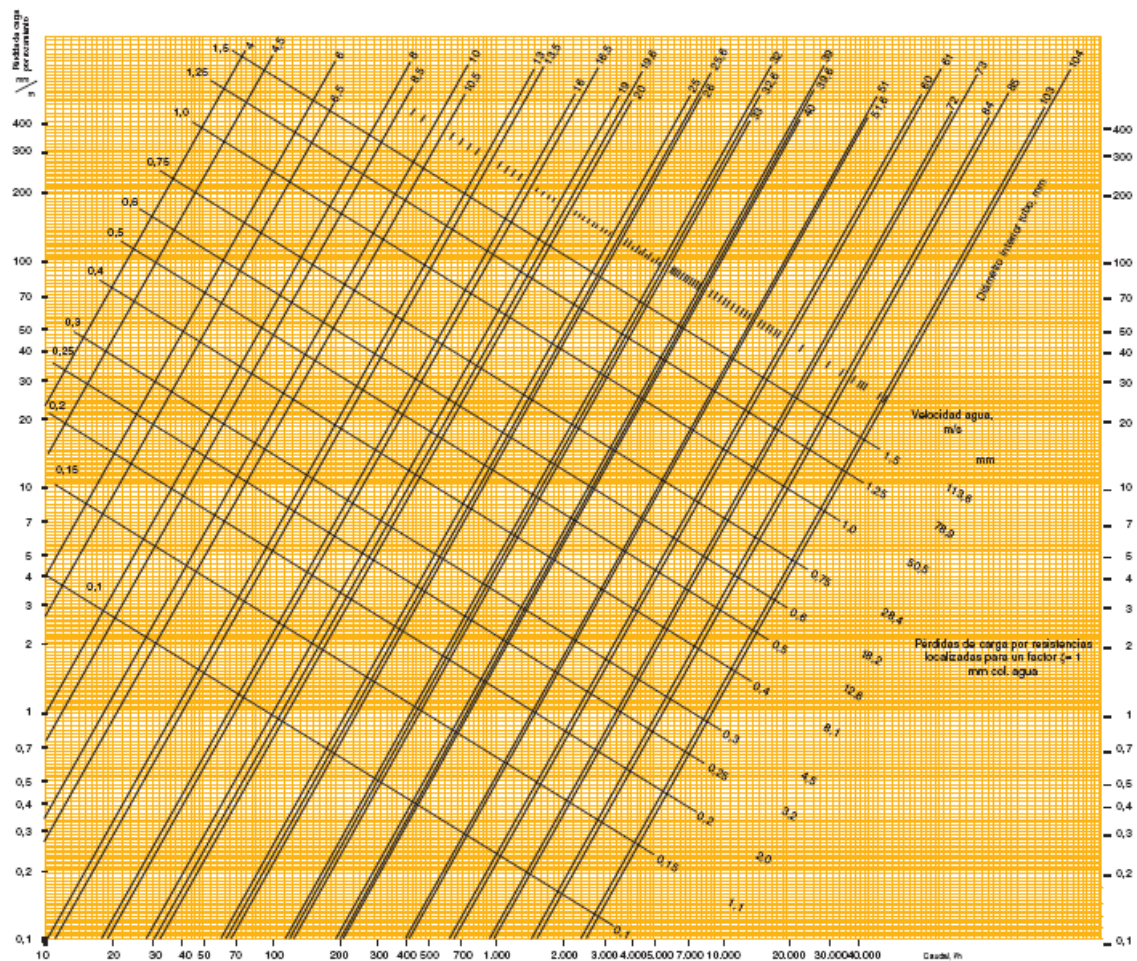
DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

$$\Delta p_{\text{tub}} = f \cdot L = 170 \frac{\text{mm. c. a}}{\text{m}} \cdot 4\text{m} = 680\text{mm. c. a}$$

$$\Delta p_{\text{tub}} = 6,8\text{kPa}$$



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.2.2.2. PÉRDIDA DE CARGA EN EL INTERCABIADOR:

La pérdida de carga en el intercambiador viene expresada mediante la siguiente fórmula:

$$\Delta p_{\text{intercamb}} = 2 \cdot f \cdot \frac{c}{l_c} \cdot \rho \cdot v^2$$

Donde:

- f : factor de fricción
- c : altura de la placa del intercambiador de calor
- l_c : longitud característica
- v : velocidad del fluido en el intercambiador de calor

El factor de fricción viene expresado en función del Número de Reynolds y unos parámetros C y m , cuyo valor depende el valor del Número de Reynolds.

$$f = C \cdot Re^m$$

$$101 < Re < 855 \rightarrow C = 1,141; m = -0,2$$

Todos los parámetros excepto factor de fricción han sido calculados en el capítulo del Cálculo de Intercambiador de Calor.

$$f = 1,141 \cdot 260,8^{-0,2} = 0,375$$

$$\Delta p_{\text{intercamb}} = 2 \cdot 0,375 \cdot \frac{208 \cdot 10^{-3}}{2,46 \cdot 10^{-3}} \cdot 995 \cdot 0,053^2$$

$$\Delta p_{\text{intercamb}} = 178 \text{ Pa}$$

8.2.2.3. PÉRDIDA DE CARGA EN EL ACUMULADOR SOLAR:

La pérdida de presión en el acumulador solar, por tratarse de un volumen grande, se supondrá un 15% de las pérdidas obtenidas en los tramos de tuberías e intercambiador de calor:

$$\Delta p_{\text{acumulador}} = 0,15 \cdot (6800 + 178)$$

$$\Delta p_{\text{Acumulador}} = 1050 \text{ Pa}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.2.2.4. PÉRDIDA DE CARGA TOTAL:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{tub}} + \Delta p_{\text{intercamb}} + \Delta p_{\text{acumulador}}$$

$$\Delta p = 8 \text{ kPa}$$

8.2.2.5. POTENCIA DE LA BOMBA:

La siguiente expresión define la potencia necesaria de la bomba de circulación :

$$W = \frac{m \cdot \Delta p}{\rho \cdot \eta}$$

Suponiendo un rendimiento de la Bomba del 60%, sustituimos los valores anteriormente calculados y obtenemos la potencia de la bomba.

$$W = \frac{0,1 \cdot 8 \cdot 10^3}{995 \cdot 0,6} = 1,3 \text{ W}$$

Elegimos la bomba marca Grundfos modelo CHV. Se trata de una bomba centrífuga multicelular.



Figura 74. Bomba de Circulación Grundfos, modelo CHV.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.2.3. VASO DE EXPANSIÓN:

En el circuito secundario es necesaria también la utilización de un vaso de expansión que absorba las variaciones de volumen del fluido de trabajo que se producen a consecuencia de las variaciones de temperatura que se dan en el sistema.

Pero en este caso, al disponer el circuito secundario de un acumulador con una capacidad mayor a la demanda de ACS diaria, significa que esa diferencia de volumen en el acumulador hará las funciones del vaso de expansión.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.3. SISTEMA DE APOORTE ENERGÉTICO AUXILIAR:

Con el fin de asegurar el abastecimiento de agua caliente sanitaria y satisfacer la demanda cumpliendo las condiciones necesarias, es necesario que la instalación solar contenga un sistema de apoyo auxiliar.

Este sistema de apoyo auxiliar consiste en un sistema de preparación de agua caliente sanitaria convencional, por efecto Joule o consumo de combustibles fósiles.

Este sistema se diseñará como si trabajase solo, es decir, deberá satisfacer la demanda como si no se dispusieran de colectores solares. Pero tan solo entrará en funcionamiento cuando sea necesario, que es cuando no se alcance la temperatura de suministro que marca la legislación.

Para ello este sistema dispondrá de un termostato que controle la temperatura del agua de suministro. De esta manera se aprovecha al máximo toda la energía térmica obtenida mediante los captadores solares.

Para que un sistema de preparación de agua caliente sanitaria para usos sanitarios cumpla satisfactoriamente con su función es esencial que disponga de una potencia calorífica suficiente, auxiliada por una acumulación térmica en su caso, para absorber los caudales de punta sin perjuicio para la estabilidad de la temperatura del agua en los puntos de consumo.

Para nuestra instalación optaremos por una caldera de gas natural con tanque de acumulación, que dimensionaremos haciendo uso del Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación DTIE 1.01 que hace referencia a la preparación de agua caliente para usos sanitarios.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.3.1. TANQUE DE ACUMULACIÓN DE LA CALDERA:

Para dimensionar correctamente el tanque acumulador de la caldera es necesario calcular una serie de parámetros a partir unas expresiones experimentales. Dichas expresiones se han obtenido mediante un método de cálculo apoyado en un cierto número de hipótesis, basadas en datos experimentales, ya que particularmente este evento sigue leyes estadísticas.

8.3.1.1. CONSUMO MÁXIMO DIARIO DEL EDIFICIO:

El consumo máximo diario en edificios de viviendas representa el 75% del consumo total en un día y tiene lugar entre las 17 y 20 horas del día, aunque su localización en el tiempo no tenga importancia alguna a efectos de dimensionamiento del sistema de preparación. Evidentemente, el sistema que sea capaz de satisfacer la demanda en este período de máximo consumo podrá hacer frente a las demandas en otros períodos del día.

El consumo máximo diario en un edificio de viviendas se expresa de la siguiente manera:

$$Q_{max} = 0,75 \cdot Q_{ACS} = 0,75 \cdot 418 \frac{l}{día} = 313,5 \frac{l}{día}$$

$$Q_{max} = 313,5 \frac{l}{día}$$

8.3.1.2. PERÍODO DE PUNTA:

Teniendo en cuenta el número de viviendas del edificio, $N=5$, podemos establecer el periodo de punta, T , a través de la siguiente ecuación:

$$T = 5 \cdot \frac{N^{0.905}}{15 + N^{0.920}} = 1,106 \text{ h} = 3981,6 \text{ s}$$

$$T = 1,106 \text{ h}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

8.3.1.3. CAUDAL MÁXIMO HORARIO:

Para hallar el caudal máximo horario de una instalación en función del número de viviendas es necesario multiplicar el consumo de base durante el período de punta de una vivienda estándar por el número de viviendas y por un coeficiente de simultaneidad.

El coeficiente de simultaneidad φ , responde a la siguiente ecuación:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{N-1}} + 0,17 = 0,67$$

Este factor depende de N, número de viviendas; y tiene un sumando, 0,17, que permite tener en cuenta las pérdidas en las redes de distribución en grandes complejos de viviendas al mantener un caudal mínimo a través de la red de entorno.

$$\varphi = 0,67$$

Por tanto el consumo máximo horario, C_{max} , tiene la siguiente expresión:

$$C_{max} = \frac{Q_{max} \cdot \varphi}{3600}$$

$$C_{max} = 0,058 \frac{l}{s}$$

8.3.1.4. FACTOR DE FORMA Y DE MEZCLA:

El factor de forma viene determinado por la siguiente fórmula:

$$f_f = \frac{H}{D}$$

Siendo:

- H: Altura del depósito (mm)
- D: Diámetro del depósito (mm)

Puesto que el depósito no tenemos calculado el depósito aún, estimaremos un valor de factor de forma igual a 2,5, ya que siendo mayor a 2 favorece la estratificación.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Los depósitos de acumulación deben ser diseñados de manera que se favorezca la estratificación, con el fin de suministrar agua caliente a una temperatura constante. Sin embargo, es inevitable que parte del volumen no sea aprovechable, por lo que se considera un factor de mezcla, f_m , que representa la relación entre el volumen útil del depósito y el volumen efectivo. Para una temperatura del agua entre 45 y 60°C puede utilizarse la siguiente fórmula, la cual viene expresada en función del factor de forma del depósito, f_f :

$$f_m = 0,63 + 0,14 \cdot f_f = 0,98$$

$$f_m = 0,98$$

8.3.1.5. VOLUMEN EFECTIVO DEL DEPÓSITO ACUMULADOR:

El volumen útil viene expresado mediante la siguiente fórmula, en función del tiempo de preparación, t_p , que es el tiempo necesario para calentar el agua necesaria en el periodo punta. En nuestro caso hemos elegido $t_p=1h$:

$$V_u = \frac{C_{max}}{\frac{1}{T} + \frac{1}{t_p \cdot f_m}} = \frac{0,058 \frac{l}{s} \cdot \frac{3600s}{h}}{\frac{1}{1,106h} + \frac{1}{1h \cdot 0,98}} = 109 \text{ litros}$$

Por lo tanto, el volumen total del acumulador es:

$$V = \frac{V_u}{f_m} = 111 \text{ litros}$$

A tenor de los resultados obtenidos, el volumen del acumulador debe ser como mínimo el obtenido, por tanto vamos a escoger un acumulador de inercia modelo G140II de la marca Idrogas con capacidad para 140 litros.

Con los datos técnicos que nos suministra el fabricante, volvemos a calcular el factor de forma, de mezcla y el volumen total del acumulador necesario para comprobar que cumplimos los requisitos.

$$f_f = \frac{H}{D} = \frac{1155}{480} = 2,41$$

$$f_m = 0,63 + 0,14 \cdot f_f = 0,97$$

$$V = \frac{V_u}{f_m} = \frac{107,9l}{0,97} = 111 \text{ litros}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Como podemos observar no se producen cambios en el volumen del acumulador.

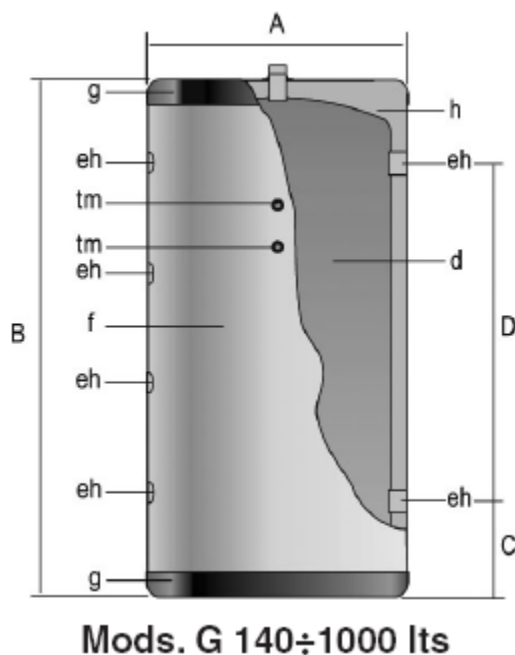


Figura 75. Acumulador de Inercia Idrogas G140II.

8.3.2. CALDERA DEL SISTEMA AUXILIAR:

A continuación, calculamos la potencia de la caldera, y para ello debemos tener en cuenta que los sistemas de preparación con acumulación de Agua Caliente Sanitaria presentan el inconveniente de tener unas pérdidas de energía a través de la envolvente del depósito acumulador, P_d , y unas pérdidas en la red de distribución, P_r , comunes a todos los sistemas centralizados.

8.3.2.1. POTENCIA ÚTIL DE LA CALDERA:

Calculamos la potencia útil de la caldera a partir de la siguiente expresión:

$$P_u = \frac{4,19 \cdot (T_{sum} - T_{red}) \cdot C_{max}}{1 + \frac{t_p}{T} \cdot f_m} = 6,46 \text{ kW}$$

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

A la hora de sustituir los datos, todos disponibles y calculados con anterioridad, elegimos el caso más desfavorable, que será aquel donde la temperatura de la red sea menor. En nuestro caso corresponde al mes de Enero, donde $T_{\text{red}} = 10, 27^{\circ}\text{C}$.

$$P_u = 6,46 \text{ kW}$$

8.3.2.2. PÉRDIDAS POR DISPONIBILIDAD:

Todos los sistemas de preparación de agua caliente sanitaria con acumulación presentan la desventaja de tener pérdidas de energía a través de la envolvente del depósito acumulador.

Debido a que el sistema se encuentra disponible siempre, aunque no haya demanda, supone unas pérdidas de energía y por lo tanto unos altos consumos de energía.

$$P_d = \frac{0,55 \cdot V}{1000} = \frac{0,55 \cdot 140}{1000} = 0,077 \text{ kW}$$

$$P_d = 77 \text{ W}$$

8.3.2.3. PÉRDIDAS DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN:

Las pérdidas de energía a través de la red de distribución dependerán de la longitud de la misma y el aislamiento que presente.

$$P_r = 0,3 \cdot P$$

8.3.2.4. POTENCIA TOTAL:

$$P = P_u + P_d + P_r$$

$$P = 6,46 + 0,077 + 0,3 \cdot P = \frac{6,54}{1 - 0,3}$$

$$P = 9,34 \text{ kW}$$

A tenor de los resultados obtenidos, vamos a escoger la caldera Euroline ZW 23-1 KE de la marca Junkers, cuya potencia varía desde 8 a 22,6 kW y está especialmente diseñada para trabajar con equipos solares y ser conectado a acumuladores. El

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

aparato regula la potencia a las necesidades térmicas en cada instante, para ajustar el gasto de gas a lo estrictamente necesario.



Figura 76. Caldera Mural a gas Junkers Euroline ZW 23-1 KE.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

9. ESTUDIO MEDIOAMBIENTAL:

El cambio climático está sucediendo y los humanos contribuimos diariamente a incrementarlo. En los 100 años últimos la temperatura media global del planeta ha aumentado $0,7^{\circ}\text{C}$, siendo desde 1975 el incremento de temperatura por década de unos $0,15^{\circ}\text{C}$. En lo que resta de siglo, la temperatura media mundial aumentará en $2-3^{\circ}\text{C}$.

Actualmente, el mundo posee unas condiciones de comodidad y bienestar superiores a las existentes en la historia. Pero todo ello se ha conseguido gracias al desarrollo tecnológico mediante un alto consumo energético y desgaste de los recursos que nuestro medio ambiente nos proporciona.

Cada ciudadano del plante es responsable del impacto que suponen cinco toneladas de CO_2 lanzadas a la atmósfera al año. Por ello, son cada vez más insistentes los mensajes que reclaman un uso más racional de la energía, instando al ciudadano a cambiar sus hábitos de consumo y aprovechamiento de la misma, con el objetivo de conseguir un ahorro considerable.

En los últimos 100 años, las concentraciones atmosféricas de CO_2 han aumentado en un 30% debido a la combustión antropogénica de los combustibles fósiles. El aumento constante del CO_2 atmosférico ha sido el responsable de la mayor parte del calentamiento, debido al llamado efecto invernadero. Este calentamiento no puede ser explicado por causas naturales ya que las mediciones de los satélites no muestran variaciones de entidad en la energía procedente del Sol en los últimos 30 años.

Con el fin de reducir las emisiones de CO_2 pero sin renunciar a los niveles actuales de bienestar, se buscan nuevos recursos de donde obtener la energía necesaria. Por ello se están llevando a cabo grandes desarrollos en la utilización de las fuentes de energía renovables.

En nuestro caso, la energía solar supone un claro ejemplo de energía limpia. Gracias a esta energía conseguimos producir energía eléctrica y térmica sin residuos contaminantes, además los materiales de los componentes de las placas solares son completamente reciclables e inocuos.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

9.1. EL EFECTO INVERNADERO:

Se denomina efecto invernadero al fenómeno por el cual determinados gases, que son componentes de la atmósfera planetaria, retienen parte de la energía que el suelo emite por haber sido calentado por la radiación solar.

El efecto invernadero es esencial para la vida del planeta: sin CO₂ ni vapor de agua (sin el efecto invernadero) la temperatura media de la Tierra sería unos 33 °C menos, del orden de 18 °C bajo cero, lo que haría inviable la vida.

Actualmente el CO₂ presente en la atmósfera está creciendo de modo no natural por las actividades humanas, principalmente por la combustión de carbón, petróleo y gas natural que está liberando el carbono almacenado en estos combustibles fósiles y la deforestación de la selva pluvial que libera el carbono almacenado en los árboles. Por tanto es preciso diferenciar entre el efecto invernadero natural del originado por las actividades de los hombres (o antropogénico).

La concentración de CO₂ atmosférico se ha incrementado desde la época preindustrial (año 1.750), lo que supone que la radiación entrante en el planeta sea mayor que la radiación saliente, y esto se traduce en un calentamiento.

Toda alteración de este balance de radiación, ya sea por causas naturales u originado por el hombre (antropógeno), es un forzamiento radiativo y supone un cambio de clima y del tiempo asociado.

Por ello, este estudio pretende calcular la cantidad de CO₂ que se deja de emitir a la atmósfera por el uso de las energías renovables, solar en este caso, en lugar de las convencionales.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

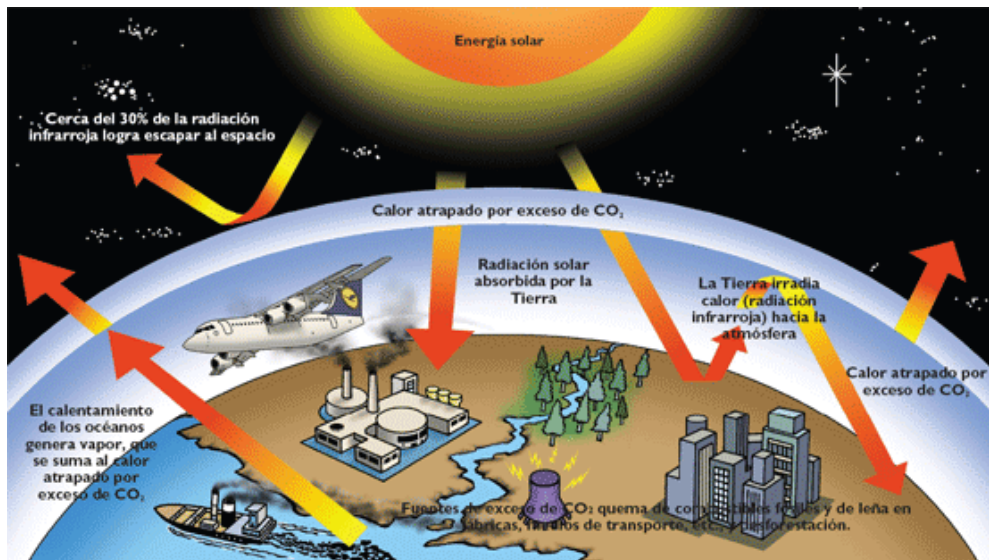


Figura 77. Efecto Invernadero.

9.2. AHORRO DE EMISIONES DE CO₂:

Sabiendo la cantidad de energía necesaria para satisfacer la demanda de Agua Caliente Sanitaria a la temperatura de 60°C y la fracción solar, o lo que es lo mismo, el aporte de energía obtenido del Sol, podemos cuantificar la reducción de emisiones contaminantes.

La energía necesaria para cubrir la demanda total de ACS, Q_{Total} , y el rendimiento de la caldera se calculan de la siguiente manera:

$$Q_{Total} = v \cdot \rho \cdot Ce \cdot \Delta T \quad ; \quad \eta_{cald} = \frac{Q_{Total}}{Q_{comb}}$$

Siendo:

- V: Consumo de agua (m³)
- ρ : Densidad del agua, $\rho=1000\text{kg/m}^3$
- Ce: Calor específico del agua, $Ce=1,163\text{ Wh/kg}^\circ\text{C}$
- ΔT : Salto térmico entre el agua de red y la de suministro.
- η : Rendimiento de la caldera, $\eta_{cald}=0,8$
- Q_{comb} : Energía obtenida de la combustión del gas natural.

Tenemos en cuenta que la cantidad de CO₂ emitido por la combustión del gas natural por kWh térmico obtenido equivale a 0,37 kg/kWh.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

La siguiente tabla nos muestra los resultados mensuales y la suma total anual de los valores de la demanda total, aporte de energía cubierto por las placas solares, energía obtenida de la combustión del gas natural y cantidad de CO₂ que no se emite a la atmósfera:

$$CO_2 \text{ no emitido} = Q_{comb} \cdot 0,37$$

Mes	Demanda Total (kWh)	Fraccion Solar	Aporte Solar (kWh)	Q _{comb} (kWh)	CO ₂ no emitido (kg)
Enero	808,67	0,418	338,02	422,53	156,34
Febrero	779,79	0,481	375,08	468,85	173,47
Marzo	715,18	0,637	455,57	569,46	210,70
Abril	725,51	0,838	607,98	759,98	281,19
Mayo	659,39	0,936	617,19	771,49	285,45
Junio	598,18	1,000	598,18	747,72	276,66
Julio	513,08	1,000	513,08	641,35	237,30
Agosto	430,00	1,000	430,00	537,50	198,88
Septiembre	513,36	1,000	513,36	641,70	237,43
Octubre	561,11	0,823	461,79	577,24	213,58
Noviembre	670,15	0,547	366,57	458,22	169,54
Diciembre	757,24	0,425	321,83	402,28	148,84
Anual	7731,66		5598,65	6998,32	2589,38

Tabla 78. Demanda Total, Aporte Solar y Ahorro de CO₂ emitido.

Por lo tanto, podemos concluir que con nuestra instalación solar, compuesta por un sistema auxiliar que funciona con gas natural, se evita emitir al año un total de 2,5 toneladas de CO₂.

Si tenemos en cuenta que la vida útil de una instalación de este tipo es de 25 años, se evitará emitir a la atmósfera un total de aproximadamente 62,5 toneladas de CO₂ a lo largo de este período.

Ahorro de emisiones de CO₂ a lo largo de un año = 2589,4 kg de CO₂

Ahorro de emisiones de CO₂ a lo largo de 25 años = 62,5 Toneladas de CO₂

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

10. ESTUDIO ECONÓMICO:

Uno de los objetivos de este proyecto es estudiar la viabilidad económica de la instalación solar térmica.

Para ello calcularemos el presupuesto de la instalación solar sin tener en cuenta la instalación auxiliar o convencional, puesto que lo que se pretende es saber si es viable o no la inversión suplementaria que suponen los componentes de la instalación solar térmica. Después calcularemos el periodo de amortización de dicho presupuesto, el cual deberá ser menor que la vida útil de la instalación para que sea viable económicamente.

10.1. PRESUPUESTO DE LA INSTALACIÓN:

La siguiente tabla detallada el presupuesto correspondiente al coste de todos los componentes anteriormente calculados necesarios para el funcionamiento de una instalación solar:

Equipo	Precio (€/ud)	Unidades	Precio Total (€)
Captador Solar Selectivo Alta Eficiencia Chromagen CR 12 S8	565	3	1695
Estructura Soporte sobre Cubierta Plana para 3 Colectores en aluminio	445	1	445
Disolución de Propilenglicol (10l)	62	1	62
Tubería de Cobre 10/12mm (30m)	42	1	42
Aislante K-Flex-ST 20mm espesor (20m)	60	1	60
Intercambiador de calor Alfa Laval CB14-40	393	1	393
Disipador de calor térmico por gravedad Escosol DISIP2	165	1	165
Bomba centrífuga multicelular Grundfos CHV	240	2	480
Vaso de expansión 5 SMF	23	1	23

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Acumulador Solar Idrogas CV500SR	1515	1	1515
Acumulador de Inercia Idrogas G140 II	458	1	458
Caldera Mural a gas Junkers Euroline ZW 23-1 KE	490	1	490
Componentes Varios: Válvulas, codos, abrazaderas, tornillería, tacos, etc.	200	1	200
Estudio de la Instalación + Mano de Obra	1200	1	1200
Precio Total 7228 €			

Tabla 79. Presupuesto detallado Inversión Inicial.

10.2. SUBVENCIÓN:

Según el Instituto Catalán de la Energía, ICAEN, existe una subvención o ayuda para todas aquellas instalaciones de energía solar térmica que no usen captadores de vacío, como es nuestro caso. La subvención consiste en una ayuda económica por metros cuadrados de captación útil. A continuación se detalla el cálculo:

Subvención del Instituto Nacional de la Energía: 222 €/m² útil de captador

Sabiendo que nuestra instalación tiene 7,38m² útiles de captación, recibimos la siguiente ayuda económica:

Subvención Recibida: 1638€

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

10.3. COSTE FINAL DE LA INSTALACIÓN:

Una vez conocemos el presupuesto de todos los componentes de la instalación y la subvención a la que está sujeta dicha instalación, podemos calcular el coste final de la misma.

COSTE FINAL DE LA INSTALACIÓN	
INVERSIÓN INICIAL	7228 €
SUBVENCIÓN RECIBIDA	1638 €
COSTE FINAL	5590 €

Tabla 80. Coste Final de la Instalación.

10.4. AHORRO ANUAL:

En el estudio ambiental obtuvimos la cantidad de energía necesaria para satisfacer la demanda de ACS tanto con aporte solar como sin él, por lo tanto ahora fijando un precio del kwh de gas natural en este año calcularemos el ahorro económico anual.

Según datos del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio el precio del kwh de gas natural a comienzos de este año puede fijarse en 0,0602€.

Por tanto, el ahorro energético que supone recibir 5598,65 kWh de la radiación solar gracias a nuestra instalación, es de 6998,32 kWh de gas natural, es decir, supone un ahorro económico de 421 euros anuales.

Ahorro anual = 421 euros

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

10.5. PERÍODO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN:

Con este estudio, período de retorno de la inversión, calcularemos la cantidad de tiempo que es necesaria para recuperar la inversión, gracias a que proporciona una medida de la rentabilidad de la instalación de forma anual.

Se tendrán en cuenta la cronología de los distintos flujos de caja, en este caso, la instalación no genera unos ingresos como pueda generarlos una empresa por ejemplo, sino que reduce el coste de producción de agua caliente. Por lo tanto, el ahorro que supone se considera como flujos de caja.

De esta manera buscamos una tasa de rendimiento interno que iguale los flujos netos de caja con la inversión inicial.

Las siguientes fórmulas tienen en cuenta tanto los costes de mantenimiento, el incremento del precio del combustible, tipo de interés como inflación anual.

$$B = A \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{1+c}{1+e} \right)^i - M \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{1+i}{1+e} \right)^i - I$$

Donde:

- B: Beneficio
- A: Ahorro anual de combustible
- M: Costes de mantenimiento = 150€/año
- I: Inversión final
- c: Incremento del precio del combustible = 7%
- e: Tipo de interés = 6%
- i: Inflación anual = 1,5%
- n: número de años a estudiar = 25 años

Para que la instalación sea rentable el beneficio debe ser positivo, es decir, a partir de ese momento se ha recuperado la inversión inicial.

En la siguiente tabla tenemos el resultado del estudio:

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

AÑO	Beneficio €
0	-5590,00
1	-5308,37
2	-5016,63
3	-4715,00
4	-4403,69
5	-4082,90
6	-3752,82
7	-3413,62
8	-3065,48
9	-2708,56
10	-2343,00
11	-1968,95
12	-1586,54
13	-1195,90
14	-797,14
15	-390,38
16	24,27
17	446,72
18	876,89
19	1314,67
20	1760,00
21	2212,80
22	2673,00
23	3140,54
24	3615,36
25	4097,41

Tabla 81. Período de retorno de la instalación.

Podemos observar que el beneficio pasa a ser positivo en el año número 16, lo que significa que a partir de este año hasta el año número 25 proporciona beneficios (ahorro) por valor de 20160 €.

Período de Amortización de la Instalación Solar = 16 años

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

La siguiente gráfica representa los datos de la tabla anterior, en el eje Y los beneficios frente a los años de amortización en el eje X. Se puede observar que poco antes de cumplirse el año número 16 el beneficio ya es nulo. En este momento los beneficios han igualado el desembolso que supuso la instalación. Y a partir de este momento, el beneficio es positivo.

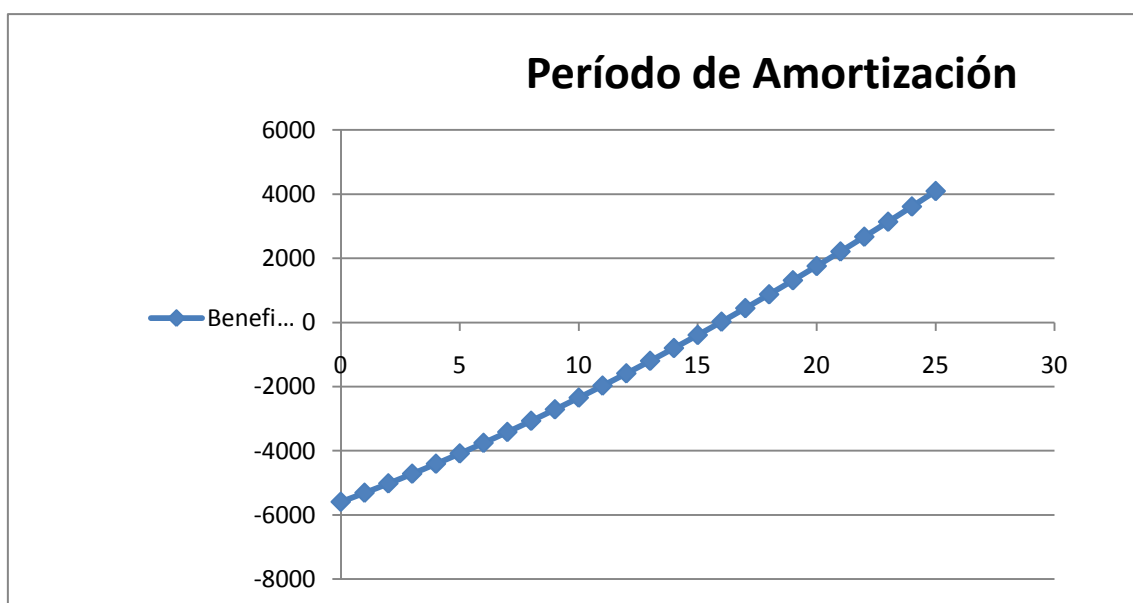


Figura 82. Período de retorno de la instalación.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

11. CONCLUSIONES:

Para finalizar este estudio resumiremos los resultados obtenidos y analizaremos si se han cumplido los objetivos previstos:

El edificio se encuentra situado en la ciudad de Barcelona, consta de 5 viviendas repartidas en 3 plantas y posee una azotea exenta de sombras. El número total de personas que habitan el edificio es de 19 personas, lo que supone un consumo total de 418 litros al día de agua caliente sanitaria. Teniendo en cuenta que tenemos que calentar esta agua en las horas efectivas de sol, 8,9 horas al día de media, resulta un caudal diario de 0,0138 kg/s.

La contribución solar mínima que debe alcanzar nuestra instalación es de 60% según la Ordenanza Municipal de Barcelona, cabe destacar que esta cifra es más restrictiva que la que marca el Código Técnico de la Edificación, zona climática II con 30% de fracción solar mínima.

La demanda del edificio se cubre con el uso de tres paneles solares marca Chromagen, con los que obtenemos una fracción solar media anual del 76,3%. No se alcanzan los requisitos impuestos por el Código Técnico de la Edificación de no superar en 3 meses seguidos la fracción solar en más del 100%, pero no se ha reducido el área de colectores con el fin de cumplir la Ordenanza Municipal de Barcelona. Sin embargo, se ha adoptado una solución correctora que propone el CTE para evacuar dicho excedente de energía: La instalación de un disipador de energía para evitar que ningún mes del año supere el 100% de fracción solar.

La demanda de energía de Agua Caliente Sanitaria que requiere este edificio es de 7732 kWh al año, pero gracias a la instalación, el aporte solar supone unos 5599 kWh anuales. Este ahorro energético no sólo supone un ahorro económico sino una reducción de las emisiones de CO₂ a la atmósfera.

El ahorro energético se consigue gracias a que no es necesario obtener la totalidad de la demanda energética mediante la combustión de un combustible fósil, tan sólo 2666 kWh anuales provienen de dicha combustión. Económicamente hablando, se traduce en un ahorro anual de 421 euros.

En términos medio ambientales, el aporte solar de energía supone poco más de dos toneladas y media de CO₂ que se dejan de emitir a la atmósfera.

La instalación solar supone una inversión suplementaria a la instalación convencional, pero teniendo en cuenta el ahorro de energía que se alcanza, esta instalación tiene un periodo de amortización de 16 años, que es menor a la vida mínima de este tipo de instalaciones.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Hay que destacar que el período de amortización de la instalación es menor a su período de vida gracias a las subvenciones a las que están sujetas este tipo de instalaciones. Sin dichas ayudas y debido al alto precio de los componentes necesarios, este tipo de instalaciones no serían viables desde el punto de vista económico.

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

12. **BIBLIOGRAFÍA:**

- Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación D.T.I.E. 1.01: Preparación de Agua Caliente para usos Sanitarios.
- Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación D.T.I.E. 8.03: Instalaciones Solares Térmicas para Producción de Agua Caliente Sanitaria.
- Código Técnico de Edificación (CTE). Ministerio de la Vivienda 2006.
- Transferencia de calor en colectores solares planos, considerando velocidad y dirección del viento. Proceedings XIV Congreso Ibérico y IX Congreso Iberoamericano de Energía Solar. Vigo, Galicia España 2008. Rodríguez M.C., Rodríguez P.A., Salgado R., Venegas M., Lecuona A.
- Centro de Estudios de la Energía Solar (CENSOLAR).
- Ministerio de Medio Ambiente.
- Ordenanza Solar Térmica de Barcelona.
- Ordenanza Solar Térmica de L'Hospitalet de Llobregat.
- Web Oficial del Ayuntamiento de Barcelona.
- Agencia de Energía de Barcelona.
- Instituto Catalán de la Energía.
- Apuntes de la Asignatura Ingeniería Térmica (Universidad Carlos III).
- Apuntes de la Asignatura Ingeniería Fluidomecánica (Universidad Carlos III).
- Apuntes de la Asignatura de Costes (Universidad Carlos III).
- Gas Natural.
- Centro Español de Información del Cobre (CEDIC).

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

- Catálogos Técnicos de componentes de las siguientes Empresas:
 - Chromagen
 - Escosol
 - Salvador Escoda
 - Alfa Laval
 - Grundfos
 - Idrogas
 - Junkers

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

13. ANEXOS:

13.1. ANEXO I: PLANOS DEL EDIFICIO

Alzado del Edificio:

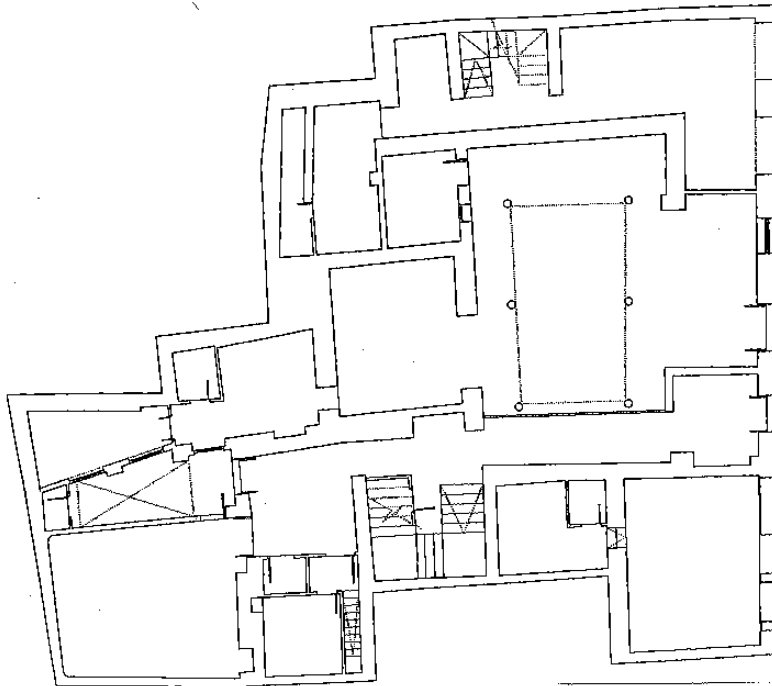


DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

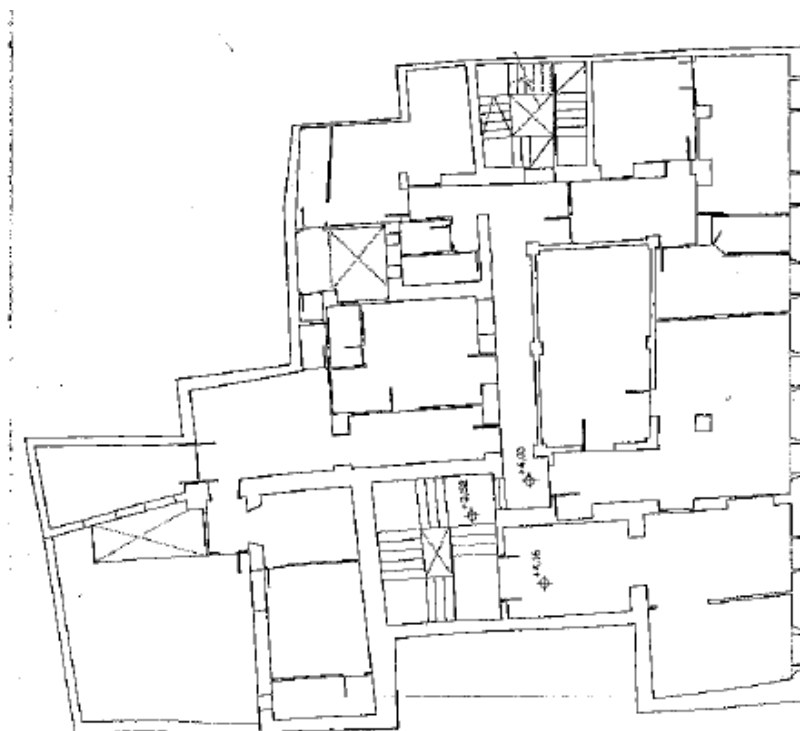
Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Primera Planta



Segunda Planta

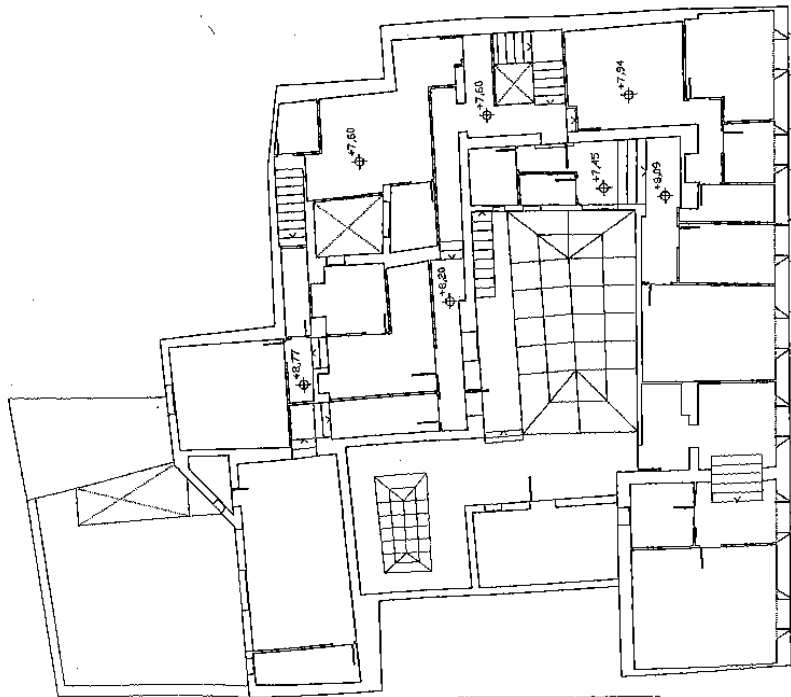


DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

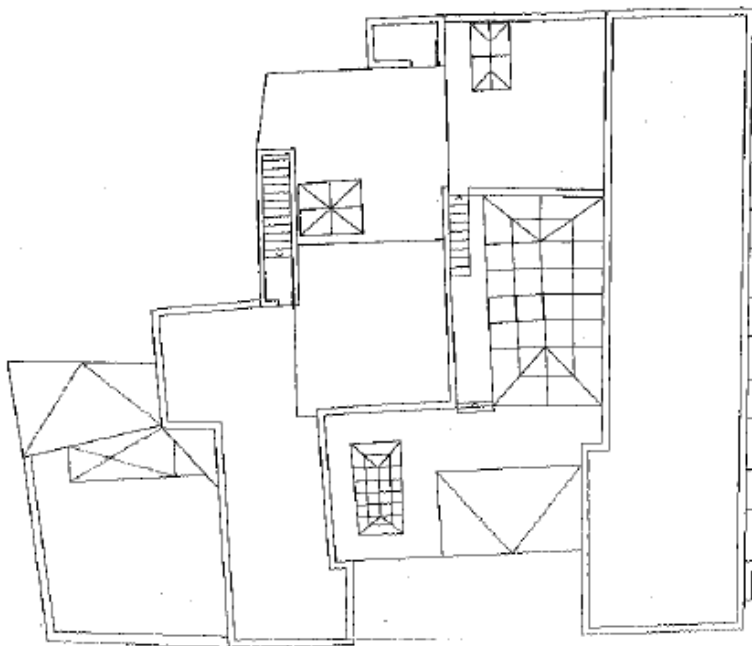
Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

Tercera Planta



Cubierta



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

13.2. ANEXO II: DATOS METEOROLÓGICOS

13.2.1. Horas mensuales de sol útiles en Barcelona:

horas de sol útiles a considerar se recoge en la siguiente (Fuente: CENSOLAR):

Enero	Feb	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Ago	Sep	Oct	Nov.	Dic.
248	252	279	285	294,5	285	294,5	294,5	270	279	240	232,5

13.2.2. Radiación Solar Global sobre superficies inclinadas en Barcelona (Instituto de Radiación Solar de Cataluña):

Atlas de radiació solar a Catalunya

Radiació solar global diària sobre superfícies inclinades (MJ/m²/dia). Estació: Barcelona

Orientació: 0°													
Inclinació	Gen	Feb	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Oct	Nov	Des	Anual
0°	6,80	9,65	13,88	18,54	22,25	24,03	23,37	20,42	16,05	11,40	7,73	6,04	15,04
5°	7,70	10,56	14,72	19,15	22,58	24,21	23,63	20,93	16,85	12,32	8,66	6,94	15,71
10°	8,56	11,41	15,47	19,67	22,78	24,25	23,74	21,31	17,54	13,17	9,55	7,80	16,29
15°	9,37	12,19	16,14	20,07	22,84	24,13	23,70	21,59	18,13	13,95	10,38	8,61	16,78
20°	10,12	12,90	16,70	20,35	22,76	23,87	23,52	21,76	18,61	14,63	11,15	9,37	17,17
25°	10,81	13,52	17,17	20,51	22,60	23,48	23,24	21,80	18,98	15,23	11,85	10,07	17,46
30°	11,43	14,07	17,52	20,54	22,32	23,02	22,86	21,71	19,23	15,73	12,47	10,71	17,65
35°	11,97	14,52	17,77	20,45	21,90	22,43	22,34	21,48	19,36	16,13	13,01	11,28	17,73
40°	12,44	14,88	17,91	20,23	21,35	21,70	21,69	21,12	19,37	16,43	13,47	11,77	17,71
45°	12,83	15,15	17,94	19,89	20,67	20,84	20,90	20,63	19,26	16,63	13,85	12,19	17,58
50°	13,14	15,32	17,86	19,43	19,87	19,86	20,00	20,02	19,03	16,72	14,13	12,53	17,33
55°	13,36	15,40	17,67	18,85	18,95	18,77	18,97	19,29	18,68	16,71	14,32	12,78	16,98
60°	13,49	15,37	17,36	18,16	17,92	17,60	17,84	18,44	18,22	16,59	14,42	12,95	16,53
65°	13,53	15,25	16,95	17,36	16,83	16,41	16,71	17,48	17,65	16,36	14,42	13,04	16,00
70°	13,49	15,03	16,44	16,46	15,70	15,14	15,48	16,43	16,97	16,03	14,33	13,03	15,38
75°	13,35	14,72	15,83	15,47	14,48	13,78	14,18	15,35	16,19	15,60	14,14	12,94	14,67
80°	13,13	14,31	15,12	14,41	13,18	12,36	12,80	14,17	15,31	15,08	13,86	12,77	13,87
85°	12,82	13,81	14,32	13,29	11,82	10,93	11,35	12,93	14,34	14,45	13,50	12,51	13,00
90°	12,43	13,23	13,44	12,11	10,41	9,57	9,99	11,62	13,30	13,74	13,04	12,16	12,08

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

13.3. ANEXO III: DATOS TÉCNICOS DE LOS COMPONENTES

13.3.1. Colector Solar:



CHROMAGEN
sistemas de energía solar

**captador solar
selectivo
alta eficiencia**



**garantía
6 años**

CR-12 S8



Curva de rendimiento instantáneo del captador Chromagen CR-12S8 en función de T_m . ENEA bajo norma EN-12975



Dimensiones y Pesos		Calidades de fabricación	
Largo Total	2.200 mm	Cubierta Transparente	Vidrio Templado de 3,20 mm de espesor Coeficiente de transmitividad ($\tau=0,91$)
Ancho Total	1.285 mm	Carcasa	Aluminio Anodizado AL6063-T5 ($\delta=1,5$ mm)
Fondo	90 mm	Absorbedor	Alitas de Cu ($\delta=0,5$ mm) soldadas por ultrasonido a parrilla de cobre.
Área Total	2,75 m ²	Tratamiento Selectivo	Proyección por electrodeposición de Cromo Negro sobre base de Níquel Claro
Área de Apertura	2,58 m ²	Relación en parrilla	Col. 2ª $\phi=22$ mm / Col. 2ª $\phi=8$ mm
Área del Absorbedor	2,46 m ²	Aislamiento Térmico	PIR 25mm + lám. Al + 25mm L. Mineral
Peso en vacío	43,00 kg	Acabado Posterior y sellado	Propieno moldeado y burlete de EPDM
Capacidad del fluido	1,70 l	Conexiones (4 uds.)	B.S.P. hembra 3/4"
Fluido caloportador	agua ó agua glicolada	Curva de rendimiento instantáneo y registro	
Temperatura de estancamiento	197 °C	Rendimiento óptico	$\eta_0 = 80,80 \%$
Presión máxima del captador	1.000 Pa	EN-12975 ($\Delta T = T_m - T_a$ (K))	$k1 = 3,20 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
Presiones de prueba y caudal recomendado			$k2 = 0,010 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^2$
Presión de timbre	12,00 bar	Contraseña de certificación	NPS - 15707
Presión máxima de trabajo	8,00 bar		
Caudal recomendado	45,00 l/h m ²		
Cada de presión (mm.c.a.)	2,24 q ² +3,72 q ¹ (l/min)		





DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

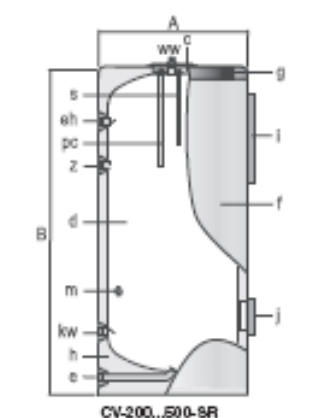
Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

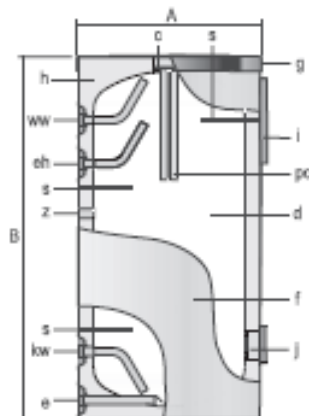
13.3.2. Acumulador Solar:

CC ACUMULADORES SOLARES

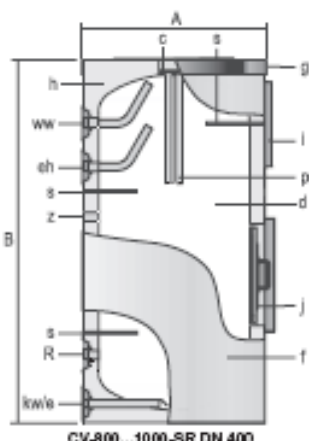
IDROGAS



CV-200...500-SR



CV-750...1000-SR



CV-800...1000-SR DN 400

• Serie especial "sin serpentín"

Código	Artículo	€
CC 01 749	CV 200 SR	891,00
CC 01 750	CV 300 SR	1.055,00
CC 01 751	CV 500 SR	1.515,00
CC 01 752	CV 750 SR	1.917,00
CC 01 753	CV 1000 SR	2.191,00
CC 01 754	CV 800 SR DN400	2.226,00
CC 01 755	CV 1000 SR DN 400	2.500,00



Depósito para acumulación de agua caliente sanitaria (y/o agua fría), con capacidades desde 200 hasta 1000 litros. Fabricado en acero vitrificado S/DIN 4753. Preparado para la producción de agua caliente sanitaria a través de intercambiador de placas y/o resistencias eléctricas de calentamiento. Aislado térmicamente con espuma rígida de poliuretano inyectado en molde, libre de CFC.

En los modelos de 800 y 1000 litros las conexiones de salida de agua caliente y recirculación se sitúan en el lateral del depósito para facilitar así la instalación.

Su diseño permite desmontar el aislante térmico en los laterales facilitando así su paso en entradas con dimensiones reducidas.

Todos los modelos incorporan termómetro para el A.C.S. situado en el panel de control.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

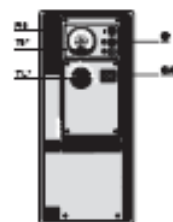
Modelo	CV 200 SR	CV 300 SR	CV 500 SR	CV 750 SR	CV 1000 SR	CV 1000 SR DN400
Capacidad de A.C.S.	200	300	480	795	995	995
Temp. máx. depósito de A.C.S. °C	90	90	90	90	90	90
Presión máx. depósito de A.C.S. bar	8	8	8	8	8	8
Peso en vacío (aprox.) Kg	70	90	130	170	200	200
Dimensiones						
cota A	mm	620	620	770	950	950
cota B	mm	1205	1685	1690	1840	2250

• Resistencias de apoyo

Código	Pot. KW	Tipo	Modelo depósito (capacidad)					Componentes	€
			M18	M1P	M2P	SR	DN 400		
CC 01 711	1,5	Cerámica (boca)	80 a 300	-	-	-	-	resistencia, termostato y accesorios	76,00
CC 01 781	1,5	Cerámica (boca inferior)	-	150	-	-	-	resistencia, termostato y accesorios	145,00
CC 01 782	2,5	Roscada (1-1/2")	-	300 a 1000	300 a 1000	-	300 a 1000	resistencia rosca, manguito dieléctrico y panel TD	267,00
CC 01 783	5	Roscada (1-1/2")	-	500 a 1000	500 a 1000	-	500 a 1000	resistencia rosca, manguito dieléctrico y panel TD	343,00
CC 01 784	2,5	Boca (bédada)	-	300 a 1000	300 a 1000	-	-	resistencia bédada, junta, accesorios y panel TD	307,00
CC 01 785	5	Boca (bédada)	-	300 a 1000	300 a 1000	-	-	resistencia bédada, junta, accesorios y panel TD	383,00

c boca superior
d depósito ACS
f foro exterior
g cubierta
h aislamiento térmico
i panel de control
j boca lateral
k sondas de sensores
l protección catódica
m desagüe
n entrada agua fría

Panel de control
Adecuado para instalaciones donde el propio depósito acumulador ejerce el control sobre la producción de A.C.S. por circuito de caldera (posición 1) o por calentamiento eléctrico (posición 2). Para resistencias mayores de 2,5 kW, la resistencia se conectará a un contactor exterior controlado por el



DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

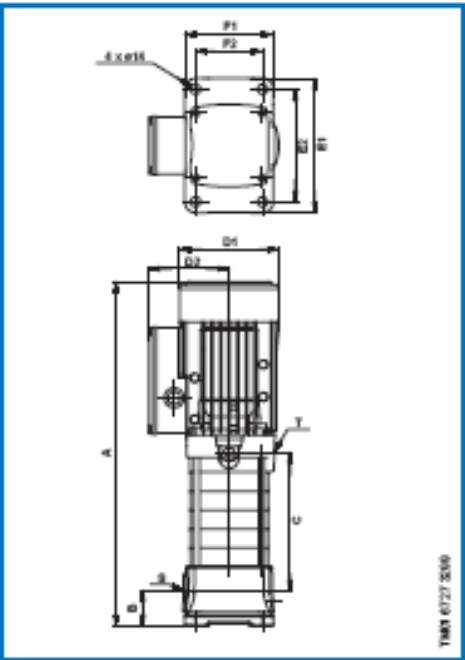
Autor: Javier Marina Hernández

13.3.3. Bomba de Circulación:

Datos técnicos

CHV

Dimensiones y pesos



Datos eléctricos

CHV 2

Tipo de bomba	P _t [W]		I _{sn} [A]	
	1 x 220-240 V	3 x 220-240/380-415 V	1 x 220-240 V	3 x 220-240/380-415 V
CHV 2-40	600	580	3,0	1,8/1,1
CHV 2-50	700	700	3,4	2,2/1,3
CHV 2-60	870	880	4,1	2,8/1,5
CHV 2-80	1090	1120	4,9	3,5/2,0
CHV 2-100	1300	1270	6,2	4,1/2,4

CHV 4

Tipo de bomba	P _t [W]		I _{sn} [A]	
	1 x 220-240 V	3 x 220-240/380-415 V	1 x 220-240 V	3 x 220-240/380-415 V
CHV 4-40	950	950	4,4	2,9/1,7
CHV 4-50	1240	1240	6,0	4,0/2,3
CHV 4-60	1450	1500	6,9	4,7/2,7
CHV 4-80	1700	1770	8,2	5,2/3,0
CHV 4-100	2050	2070	9,7	6,5/3,9

CHV 2

Tipo de bomba	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D1 [mm]	D2		E1 [mm]	E2 [mm]	F1 [mm]	F2 [mm]	S	T	Peso neto [kg]		Peso bruto [kg]		Volumen [m³]						
					1~	3~							1~	3~	1~	3~							
					[mm]	[mm]																	
CHV 2-40	387	50	131	146	114	107	191	180	128	95	Rp 1	Rp 1	12,2	12,0	13,3	13,1	0,0375						
CHV 2-50	405		149										12,5	12,3	13,5	13,4							
CHV 2-60	423		167										13,4	13,3	14,5	14,3							
CHV 2-80	500		204	142	132								15,2	14,9	16,3	16,0							
CHV 2-100	537		240										17,2	16,9	18,3	18,0							

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

13.3.4. Intercambiador de Calor:

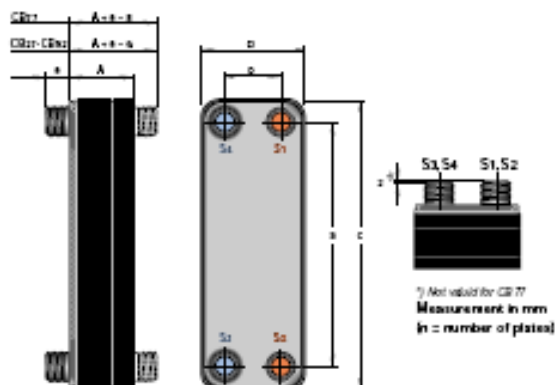
Brazed Plate Heat Exchanger **CB14-77**

Standard Data

	CB14	CB26	CB27	CB51	CB52	CB76	CB77
Min. working temperature ^(*)	-160° C	-160° C	-160° C	-160° C	-160° C	-160° C	-160° C
Max. working temperature ^(*)	225° C	225° C	225° C	225° C	225° C	225° C	225° C
Min. working pressure ^(**)	Vacuum	Vacuum	Vacuum	Vacuum	Vacuum	Vacuum	Vacuum
Max. working pressure, S3/S4/S1/S2 ^(*)	39 bar	39 bar	30/28 bar	39 bar	30/30 bar	39 bar	27/20 bar
Test pressure, S3/S4/S1/S2 ^(**)	45 bar	45 bar	36/36 bar	45 bar	36/36 bar	45 bar	35/26 bar
Volume pr. channel, liter	0.02	0.05	0.05	0.094	0.094	0.25	0.25
Max. flowrate, S3/S4/S1/S2 ^(*)	3.6 m³/h	8.1 m³/h	8.1/12.7 m³/h	8.1 m³/h	8.1/12.7 m³/h	39 m³/h	39/53 m³/h
Standard number of plates H.M.L.	14,22	10,18,24,34,50, 70,100,120,	10,18,24,34,50, 70,100,120,	10,20,30,40, 50,60	10-100 (10,20,...)	20-150 (20,30,...)	20-150 (20,30,...)

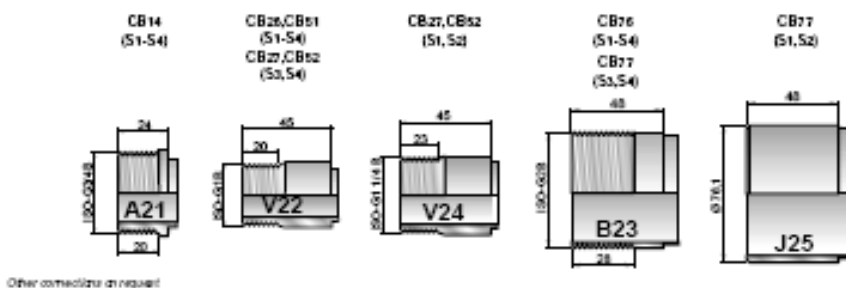
^(*) Water at 5 m/s (connection velocity) ^(**) According to Swedish pressure vessel code.

Standard dimensions



Type	a	b	c	d	e	A	Weight kg
CB14	172	42	208	78	24	8 + n x 2.35	0.7 + n x 0.06
CB26	250	50	310	112	45	9 + n x 2.40	1.2 + n x 0.13
CB27	250	50	310	112	45	9 + n x 2.40	1.2 + n x 0.13
CB51	466	50	526	112	45	10 + n x 2.40	1.9 + n x 0.23
CB52	466	50	526	112	45	10 + n x 2.40	1.9 + n x 0.23
CB76	519	92	619	191	48	10 + n x 2.85	7.0 + n x 0.44
CB77	519	92	619	191	48	10 + n x 2.85	7.0 + n x 0.44

Standard connections



Other connections on request

Alfa Laval

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

13.3.5. Calentador de Agua a Gas Natural:

		EUROLINE	EUROLINE	EUROLINE	EUROLINE
Modelo		ZS 23-1 KE	ZW 23-1 KE	ZS 23-1 AE	ZW 23-1 AE
Dimensiones (Alto x Ancho x Fondo; en mm.)		700 x 400 x 295	700 x 400 x 295	700 x 400 x 295	700 x 400 x 295
Tipo de aparato		tiro natural	tiro natural	circuito estanco	circuito estanco
Datos Calefacción:					
Potencia útil (kW)		8,0 - 22,6	8,0 - 22,6	10,0 - 23,0	10,0 - 23,0
Presión max. circuito (bar)		3	3	3	3
Capacidad vaso expansión (l.)		6	6	6	6
Datos a.c.s.:					
Método de producción		acumulador externo	instantánea	acumulador externo	instantánea
Potencia útil (kW)			7,0 - 22,6		7,0 - 23,0
Caudal específico $\Delta T = 25^{\circ}\text{C}$ (l/min.)			13,0		13,2
Confort a.c.s. según prEN 13.203			**		**
Peso (kg)		28	28	33,5	33,5
Ø evacuación de gases (mm.)		Ø 130	Ø 130	Ø 80/110	Ø 80/110
Plantilla de premontaje para conexiones		7 719 002 369	7 719 002 369	7 719 002 369	7 719 002 369

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

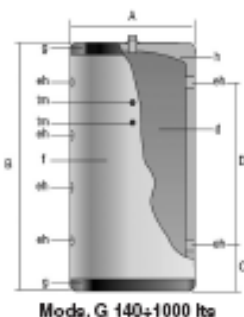
Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

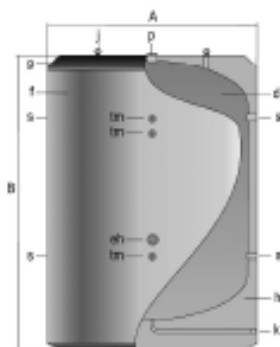
13.3.6. Depósito de Inercia Térmica:

01 DEPÓSITOS DE INERCIA TÉRMICA

IDROGAS



Mod. G 140+1000 lts



Mod. MV 1500+5000 lts

- p conexión superior
s-sh conexiones laterales
k conexión inferior
tm conexiones sensores
f forro externo (opcional 1500+5000)
- g cubierta superior (opcional 1500+5000)
h aislamiento
i cáncamos transporte

Depósitos de inercia destinados para la acumulación de agua caliente o fría en circuito cerrado. Aislados térmicamente con espuma rígida de poliuretano injectado en molda, libre de CFC.
Serie G, con forro para intemperie, color azul RAL 5015.

Código	Artículo	€
DEPÓSITOS DE INERCIA SERIE G CON FORRO INTEMPERIE		
OC 01 713	Acumulador de inercia G140 II	458,00
OC 01 714	Acumulador de inercia G200 II	513,00
OC 01 715	Acumulador de inercia G260 II	565,00
OC 01 716	Acumulador de inercia G370 II	765,00
OC 01 717	Acumulador de inercia G600 II	1.040,00
OC 01 718	Acumulador de inercia G800 II	1.723,00
OC 01 719	Acumulador de inercia G1000 II	1.871,00
DEPÓSITOS DE INERCIA		
OC 01 884	Acumulador de inercia MV 1500 I	2.072,00
OC 01 885	Acumulador de inercia MV 2000 I	2.336,00
OC 01 886	Acumulador de inercia MV 2500 I	2.895,00
OC 01 887	Acumulador de inercia MV 3000 I	3.183,00
OC 01 888	Acumulador de inercia MV 3500 I	3.302,00
OC 01 889	Acumulador de inercia MV 4000 I	3.857,00
OC 01 890	Acumulador de inercia MV 5000 I	4.897,00

* Serie 1500 a 5000 lts. disponible con boca de hombre DN400, consultar

Accesorios

Código	Artículo	€
CONJUNTO FORRO ACOLCHADO		
OC 01 841	IFME 1500	240,00
OC 01 842	IFME 2000	273,00
OC 01 843	IFME 2500	308,00
OC 01 844	IFME 3000	332,00
OC 01 845	IFME 3500	365,00
OC 01 846	IFME 4000	390,00
OC 01 847	IFME 5000	441,00
CONJUNTO FORRO ACOLCHADO PARA INTEMPERIE		
OC 01 851	IFME 1500/EX	375,00
OC 01 852	IFME 2000/EX	429,00
OC 01 853	IFME 2500/EX	468,00
OC 01 854	IFME 3000/EX	517,00
OC 01 855	IFME 3500/EX	560,00
OC 01 856	IFME 4000/EX	597,00
OC 01 857	IFME 5000/EX	663,00
RESISTENCIAS DE APOYO IMV-IMCV		
OC 01 861	RESISTENCIA DE APOYO 8 kW	445,00
OC 01 863	RESISTENCIA DE APOYO 9 kW	445,00

Modelo	G140	G200	G260	G370	G600	G800	G1000	MV1500	MV2000	MV2500	MV3000	MV3500	MV4000	MV5000
Peso en vacío (Kg)	35	44	52	68	95	174	205	290	350	475	530	585	780	870
p (°gas/H)	1*	1*	1*	1*	1*	1*	1*	2	2	2	2	2	2	2
s (°gas/H)	-	-	-	-	-	-	-	4	4	4	4	4	4	4
k (°gas/H)	-	-	-	-	-	-	-	1-1/4	1-1/4	1-1/4	1-1/4	1-1/4	1-1/4	1-1/4
sh (°gas/H)	1/2*	3/4*	1*	1*	1-1/2*	1-1/2*	1-1/2*	2*	2*	2*	2*	2*	2*	2*
tm (°gas/H)	1/2*	1/2*	1/2*	1/2*	1/2*	1/2*	1/2*	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
Cota A (mm)	480	620	620	620	770	950	950	1380	1380	1680	1680	1680	1910	1910
Cota B (mm)	1155	985	1240	1725	1730	1840	2250	1830	2280	2015	2305	2580	2310	2710
Cota C (mm)	160	170	170	175	200	340	340	155	155	175	175	175	175	175
Cota D (mm)	840	825	875	1350	1291	1170	1580	715	715	835	835	835	900	900

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

13.3.7. Tubo Aislante:

Datos técnicos:

Conductividad térmica UNE 92/201/89	$\lambda - 20^{\circ}\text{C} = 0,033 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ $\lambda - 0^{\circ}\text{C} = 0,035 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ $\lambda + 20^{\circ}\text{C} = 0,037 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$
Gama temperaturas	tubo -45°C a $+116^{\circ}\text{C}$ láminas -45°C a $+85^{\circ}\text{C}$
Factor resistencia a la difusión del vapor agua UNE 92225 EX	$\mu \geq 7000$
Absorción agua% volumen después de 28 días	$< 1,1$
Flexibilidad	Excelente
Resistencia ozono*	Buena
Olor	Insignificante

* Consulte ópto. técnico

Resistencia al aceite y agua	Buena
Resistencia a U.V. y a la intemperie*	Buena
Gama fuego: BS 476 Parte 7 1987 extensión llama BS 476 Parte 5 1979 inflamabilidad Propagación fuego BS 476 Parte 6 1989	Clase 1 Clase P Clase 0
Italia CSE RF 3/77 España UNE 23727	Clase 1 controlada M1 controlada
Reducción ruido	hasta 32 dB(A)
Densidad	$65 \pm 10 \text{ Kg/m}^3$
% células cerradas	> 90

DIN 10887

Dimensiones y contenidos:

Tubos de cobre			Tubos de hierro			6			9			13			19		
pulg.- dió	Ø exte- rio mm	Ø norma DN	pulg.- dió	Ø exte- rio mm	Ø norma DN	esp. progr.	tipo	metros caja	esp. progr.	tipo	metros caja	esp. progr.	tipo	metros caja	esp. progr.	tipo	metros caja
1/4"	6	4				6,0	6 x 06	496	9,0	9 x 09	352						
5/16"	8	5				6,5	6 x 08	432	9,0	9 x 09	300						
3/8"	10	6	1/8"	10,2	6	6,5	6 x 10	364	9,0	9 x 10	266	13,0	13 x 10	172	19,0	19 x 10	68
1/2"	12	10				7,0	6 x 12	316	9,5	9 x 12	234	13,0	13 x 12	162	19,0	19 x 12	88
5/8"	14/15	10/-	1/4"	13,5	8	7,0	6 x 15	266	9,5	9 x 15	192	13,0	13 x 15	136	20,0	19 x 15	78
3/4"	18	15	3/8"	17,2	10	7,0	6 x 18	220	10,0	9 x 18	166	13,0	13 x 18	118	20,0	19 x 18	72
7/8"	22	20	1/2"	21,3	15	7,5	6 x 22	160	10,0	9 x 22	136	13,0	13 x 22	98	20,0	19 x 22	64
1"	25	20		25,0		7,5	6 x 25	152	10,0	9 x 25	108	13,0	13 x 25	80	20,0	19 x 25	50
1-1/8"	28	25	3/4"	26,9	20	7,5	6 x 28	130	10,5	9 x 28	98	13,5	13 x 28	78	21,0	19 x 28	48
	30	25		30,0					10,5	9 x 30	80	13,5	13 x 30	72	21,5	19 x 30	42
1-3/8"	35	32	1"	33,7	25	7,5	6 x 35	100	11,0	9 x 35	78	14,0	13 x 35	58	21,5	19 x 35	36
	38	32		38,0													
1-5/8"	42	40	1-1/4"	42,4	32	7,5	6 x 42	90	11,0	9 x 42	80	14,5	13 x 42	48	22,0	19 x 42	32
				44,5													
			1-1/2"	48,3	40				11,0	9 x 48	50	14,5	13 x 48	40	22,5	19 x 48	24
2-1/8"	54	50		54,0					11,5	9 x 54	48	14,5	13 x 54	34	23,0	19 x 54	24
2-3/8"	57	50		57,0													
			2"	60,3	50				11,5	9 x 60	48	15,0	13 x 60	32	23,5	19 x 60	22
2-5/8"	64			63,5					11,5	9 x 64	48	15,0	13 x 64	30	23,5	19 x 64	18
	70			70,0					11,5	9 x 70	40	15,0	13 x 70	28	24,0	19 x 70	18
3"	76,1	65	2-1/2"	76,1	65				11,5	9 x 76	40	15,0	13 x 76	26	24,0	19 x 76	18
	80											15,5	13 x 80	24	24,5	19 x 80	14
3-1/2"	88,9	80	3"	88,9	80				11,5	9 x 88	30	15,5	13 x 88	24	24,5	19 x 88	14
			3-1/2"	101,6/104,3					12,0	9 x 102	22	15,5	13 x 102	16	25,0	19 x 102	14
4"	108	100		108,0								15,5	13 x 108	16	25,0	19 x 108	12
4-1/2"	114	100	4"	114,3	100				12,0	9 x 114	22	16,0	13 x 114	16	25,5	19 x 114	12
				125,0								16,0	13 x 125	12	26,0	19 x 125	10
	133	125		133,0								16,0	13 x 133	12	26,0	19 x 133	8
			5"	136,7	125				12,0	9 x 140	16	16,0	13 x 140	12	26,0	19 x 140	8
	150	150		150,0								16,0	13 x 160	12	26,0	19 x 160	8
															26,0	19 x 168	8

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández

13.3.8. Vaso de Expansión:

• Vasos expansión energía solar

Código	Artículo	Capacidad l	Presión máx. bar	Dimensiones D x H	Conex. de agua Ø	Precarga bar	€
* Temperatura máxima: 130°C * Precarga: 2,5 bar * Apto para el uso hasta 50% anticongelante							
MEMBRANA FIJA							
SO 09 021	5 SMF	5	10	200x240	3/4"	2,5	23,00
SO 09 022	8 SMF	8	10	200x335	3/4"	2,5	25,00
SO 09 023	12 SMF	12	10	270x304	3/4"	2,5	28,00
SO 09 024	18 SMF	18	10	270x405	3/4"	2,5	31,00
SO 09 025	24 SMF	24	8	320x425	3/4"	2,5	35,00
MEMBRANA INTERCAMBIABLE							
SO 09 026	35 SMR-P	35	10	360x615	1"	2,5	103,00
SO 09 027	50 SMR-P	50	10	360x750	1"	2,5	133,00
SO 09 028	80 SMR-P	80	10	450x750	1"	2,5	166,00
SO 09 029	100 SMR-P	100	10	450x850	1"	2,5	241,00
SO 09 030	220 SMR	200	10	485x1400	1-1/2"	2,5	510,64
SO 09 031	350 SMR	300	10	485x1965	1-1/2"	2,5	647,92
SO 09 032	500 SMR	500	10	600x2065	1-1/2"	2,5	912,08
SO 09 033	700 SMR	700	10	700x2215	1-1/2"	2,5	1.538,16

13.3.9. Tubos de Cobre. Medidas.

TUBOS: Norma UNE-EN 1057 Cobre y aleaciones de cobre, Tubos redondos de cobre sin soldadura, para agua y gas en aplicaciones sanitarias y de calefacción

	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0
Diámetro interior en mm												
6	4,8		4,4		4							
8	6,8		6,4		6							
10	8,8	8,6	8,4		8							
12	10,8	10,6	10,4		10							
14			12,4		12							
15		13,6	13,4		13							
16					14							
18			16,4		16							
22				20,2	20	19,8	19,6	19				
28				26,2	26		25,6	25				
35					33		32,6	32				
40					38							
42					40		39,6	39				
54					52		51,6	51	50			
64									56			
68,7							64,3		62,7			
76,1								73,1	72,1			
88,9									84,9			
108									105		103	

DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA PARA PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN UN EDIFICIO DE VIVIENDAS DE BARCELONA

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Autor: Javier Marina Hernández
